

1

OPERATII UNITARE
IN INDUSTRIA ALIMENTARA SI BIOTEHNOLOGII

Lucian
GAVRILA

LUCIAN
GAVRILÃ



OPERAȚII UNITARE IN INDUSTRIA ALIMENTARÃ ŞI BIOTEHNOLOGII

- Bilanturi de materiale si energie
- Transportul fluidelor
- Amestecarea





UNIVERSITATEA
BACĂU
2001

CUPRINS

1. INTRODUCERE

Industriile alimentare fac parte din categoria industriilor de proces, respectiv sunt bazate pe **procese tehnologice**, în urma cărora materiile prime naturale, artificiale sau sintetice sunt transformate în produse finite comercializabile sau în semifabricate utilizate drept materii prime în alte ramuri prelucrătoare (fig. 1.1). Un proces tehnologic, oricât de complex, poate fi descompus într-o succesiune de **procese componente** distincte, în care materialele intrate suferă o serie de modificări. Funcție de natura modificărilor suferite, procesele componente ale unui proces tehnologic pot fi clasificate în procese de natură mecanică, fizică, chimică, biochimică (tab. 1.1). Este important de ştiut că nu se poate face o delimitare netă între procesele biochimice şi cele pur chimice, clasificarea reactoare – bioreactoare fiind oarecum artificială.



Fig. 1.1. Reprezentarea schematică a unui proces tehnologic

Tab. 1.1.Clasificarea proceselor componente ale unui proces tehnologic

Tipul procesului	Modificările suferite de materiale	Utilajele în care se desfăşoară	Exemple de	
			procese	**utilaje**
mecanic	de formă şi/sau dimensiuni	**maşini**	măcinare	mori
fizic	de presiune, temperatură, concentrație, stare de agregare	**aparate**	distilare	coloane de distilare
chimic	de specii moleculare sau ionice	**reactoare**	hidrogenarea uleiurilor vegetale	reactoare catalitice
biochimic	de specii moleculare sau ionice, în prezența unor organisme vii	**bioreactoare**	fermentare	linuri

Procesul tehnologic reprezintă ansamblul proceselor mecanice, fizice, chimice şi biochimice componente, concomitente sau ordonate în timp, necesare pentru obținerea unui anumit produs. Ordonarea liniară, reprezentată grafic sau numai mental a acestor procese de la intrarea în sistem a materiilor prime şi până la ieşirea din sistem a produselor finite poartă denumirea de **flux tehnologic**. Reprezentarea grafică a proceselor care alcătuiesc fluxul tehnologic poartă denumirea de **schemă tehnologică (schemă bloc)** a procesului tehnologic. Aceasta (fig. 1.2) are la bază principiul cutiei negre, fiecare proces fiind reprezentat printr-un

dreptunghi în care intră şi din care ies fluxuri de materiale şi/sau energie. Dacă în locul proceselor componente sunt schiţate utilajele cu care se realizează operaţiile procesului tehnologic, se obţine **schema instalaţiei** sau **schiţa tehnologică** a instalaţiei. În aceasta, utilajele sunt reprezentate fie prin simboluri convenţionale (fig. 1.3), fie prin forma lor caracteristică simplificată. Nu există reguli generale pentru alcătuirea unei schiţe tehnologice: în unele cazuri se preferă schiţe simple, în altele, dimpotrivă, schiţa trebuie să fie cât mai completă, conţinând şi valorile prescrise ale **parametrilor tehnologici** principali (debite, concentraţii, temperaturi, presiuni), respectiv **regimul tehnologic** al instalaţiei schiţate.

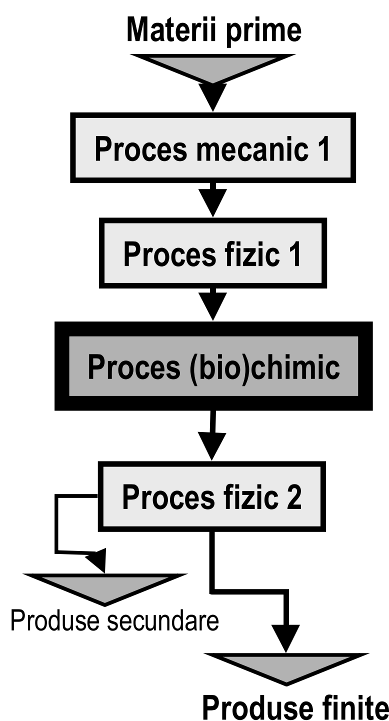


Fig. 1.2. Schema bloc a unui proces tehnologic

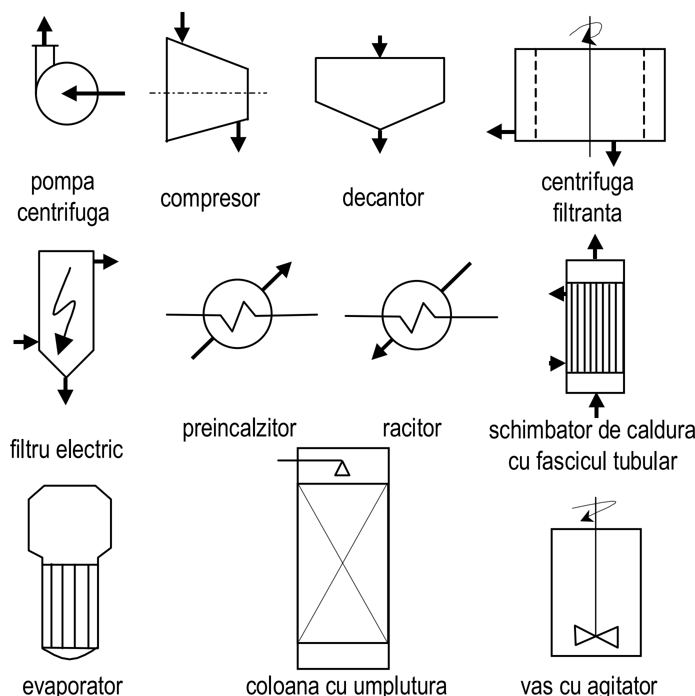


Fig.1.3. Unele simboluri convenţionale utilizate în elaborarea schiţelor tehnologice

Din analiza unui număr mare de scheme tehnologice se pot observa următoarele:

- într-un proces tehnologic există relativ puţine procese chimice (biochimice) majoritatea proceselor fiind de natură fizică sau mecanică;
- puţine operaţii sunt strict specifice unui anumit proces tehnologic (*ex: tăierea tăiţeilor de sfeclă la fabricarea zahărului*);
- marea majoritate a proceselor fizice şi mecanice sunt comune multor procese tehnologice asemănătoare sau total diferite (*ex: filtrarea, centrifugarea, concentrarea, uscarea, etc. Întâlnim procesul de concentrare prin evaporare atât la fabricarea fabricare a zahărului dar şi în fabricarea acidului fosforic, a azotatului de amoniu, ureei, la recuperarea sulfatului de amoniu de la fabricarea caprolactamei, în procesele de regenerare a leşiilor reziduale de la fabricarea celulozei, în unele procese hidrometalurgice, la fabricarea hidroxidului de sodiu, în tehnologia sărurilor minerale, în fabricarea medicamentelor etc.*);
- există puţine utilaje specifice unui singur proces tehnologic (*ex: tăietoare de sfeclă, cojitoare de lemn*), majoritatea utilajelor intrând în componenţa instalaţiilor multor procese tehnologice (*ex: filtre, evaporatoare, schimbătoare de căldură, uscătoare, coloane de distilare, etc.*).

Datorită diversității proceselor mecanice, fizice şi chimice componente ale unui proces tehnologic, analiza proceselor trebuie efectuată utilizând **metoda proceselor unitare**. Procesele fizice, mecanice şi fizico-mecanice unitare se mai numesc şi **operații unitare**. Metoda operațiilor (proceselor) unitare a fost inițiată de către profesorul *George E. Davis*, părintele ingineriei chimice, în anul 1887. În 1880 el introduce pentru prima dată termenul de "**inginer chimist**", definit atunci drept "o persoană care posedă cunoştințe de chimie şi de mecanică şi care aplică aceste cunoştințe la realizarea transformărilor chimice în industrie". În 1924, *Institution of Chemical Engineers* adoptă o definiție a inginerului chimist mai apropiată de concepția actuală: "inginerul chimist este un specialist experimentat în proiectarea, construcția şi operarea fabricilor în care au loc transformări de stare şi de compoziție." Datorită îmbogățirii ingineriei chimice cu noi ramuri, se multiplică şi activitățile inginerului chimist. În 1997, *Aris* arată că activitățile inginerului chimist contemporan sunt: cercetare, dezvoltare, proiectare de inginerie, proiectare de utilaje, analiză computerizată, experimentare pe pilot, exploatare, conducere, învățământ, etc. Întrucât un singur om nu poate efectua toate aceste activități, unii se specializează în exploatare-conducere-aprovizionare, alții în cercetare-dezvoltare-proiectare proces, alții în experimentare-pilot-proiectare utilaj. **Inginerul tehnolog** sau **subinginerul** lucrează de regulă în exploatare.

Inginerul de industrie alimentară este un inginer chimist specializat în domeniul conceperii, producerii, prelucrării, dezvoltării şi optimizării produselor alimentare, precum şi în domeniul conceperii, dezvoltării şi optimizării proceselor şi utilajelor care servesc la fabricarea produselor alimentare.

Cele câteva zeci de **operații unitare** care alcătuiesc marea majoritate a fazelor proceselor tehnologice din industriile de proces au la bază trei **procese fundamentale** principale: transferul de impuls (moment, cantitate de mişcare), transferul de căldură (de energie termică), transferul de masă (cantitate de substanță). Pe lângă acestea, într-un proces tehnologic există şi o serie de operații de natură mecanică: depozitarea şi transportul materialelor solide, dozarea materialelor granulare, mărunțirea şi clasarea (cernerea) materialelor solide. Principalele operații unitare grupate pe criteriul proceselor fundamentale, sunt redate în tab. 1.2.

Metoda operațiilor unitare analizează amănunțit fiecare operație unitară prin:

1. cercetarea factorilor care o influențează;
2. studiul principiilor ştiințifice fundamentale ale operației, pentru deducerea ecuațiilor care corelează factorii principali;
3. experimentarea la scară de laborator şi pilot;
4. prelucrarea datelor experimentale cu ajutorul relațiilor de corelare, pentru determinarea valorii mărimilor necesare proiectării tehnologice;
5. descrierea tipurilor reprezentative ale utilajelor pentru realizarea operației;
6. indicarea criteriilor tehnologice şi economice de alegere a utilajului optim.

Metoda operațiilor unitare foloseşte următoarele instrumente teoretice generale de lucru:

1. relații de conservare (de bilanț) pentru impuls, energie şi masă;
2. relații constitutive, pentru caracterizarea materialelor;
3. relații de echilibru termodinamic între fazele sistemului cercetat;
4. relații de cinetică fizică (relații de transfer) pentru impuls, energie (căldură), masă şi de cinetică chimică;
5. relații de analiză dimensională şi de similitudine;
6. relații de restricții economice şi de conveniență economică.

Devine astfel posibilă, cel puțin teoretic, rezolvarea cantitativă a oricărui caz tehnologic particular, dacă el este definit prin proprietățile fizice ale materialelor implicate şi prin construcțiile tehnologice şi economice impuse.

Studiul operațiilor unitare a evoluat către forme superioare de sistematizare şi sinteză: în locul studierii celor câteva zeci de operații unitare se studiază cele trei procese fundamentale de transfer, insistându-se asupra mecanismului acestora, asupra fenomenelor din stratul limită, asupra înțelegerii mai profunde a cauzelor şi efectelor primare care motivează şi explică particularitățile şi utilitatea fiecărei operații unitare.

Tab. 1.2.Clasificarea operațiilor unitare

OPERAȚII MECANICE	• Depozitarea şi transportul materialelor solide • Dozarea materialelor granulare şi pulverulente • Mărunțirea materialelor solide • Clasarea (cernerea) materialelor solide
OPERAȚII HIDRODINAMICE (OPERAȚII CU TRANSFER DE IMPULS)	• Transportul şi dozarea lichidelor • Comprimarea şi transportul gazelor • Amestecarea • Sedimentarea • Filtrarea
OPERAȚII TERMICE (OPERAȚII CU TRANSFER DE CĂLDURĂ)	• Încălzirea şi răcirea • Fierberea şi condensarea • Vaporizarea (concentrarea soluțiilor)
OPERAȚII DIFUZIONALE (OPERAȚII CU TRANSFER DE MASĂ)	• Uscarea • Cristalizarea • Sublimarea • Distilarea şi rectificarea • Adsorbția • Absorbția • Extracția lichid – lichid • Extracția lichid - solid

După cum se observă multe operații unitare sunt manifestări ale mai multor procese fundamentale. În majoritatea cazurilor unul din aceste procese fundamentale este dominant; principiul dominant se poate schimba în condițiile cazurilor concrete.

2. BILANȚURI DE MATERIALE ŞI DE ENERGIE

2.1. REGIMURI DE FUNCȚIONARE

Instalațiile în care se desfăşoară procesele tehnologice pot funcționa în diverse regimuri. Funcție de regimul de funcționare al instalațiilor, procesele tehnologice pot fi clasificate după următoarele criterii principale:

- după modul de desfăşurare în timp;
- după direcția deplasării fluxurilor de materiale şi/sau de căldură;
- după numărul prelucrărilor suferite de materiale înainte de ieşirea din instalație.

<u>După modul de desfăşurare în timp al proceselor</u> deosebim: procese continue, discontinue, semicontinue (semidiscontinue) şi pseudocontinue.

Procesele continue au următoarele caracteristici principale:

1. alimentarea instalației cu materii prime şi evacuarea produselor din instalație se realizează în mod continuu;
2. toate fazele procesului se desfăşoară continuu şi simultan;
3. parametrii fizico-chimici (temperaturi, presiuni, viteze de reacție, etc.) sunt variabili în spațiu şi invariabili în timp: în fiecare punct al instalației se stabilesc condiții constante (în raport cu timpul) de desfăşurare a procesului. Altfel spus, procesul decurge în r**egim staționar**.

Într-un proces continuu, nu există **acumulări** nici de materiale, nici de energie (căldură).

Principalii parametri care caracterizează procesele continue sunt: **debitele** (constante) de alimentare / evacuare, **durata de prelucrare** (**timpul de staționare**), adică intervalul de timp în care materialul parcurge instalația şi **zestrea** (**reținerea**), respectiv cantitatea de material existentă la un moment dat în instalație.

Procesele continue prezintă o serie de avantaje importante:

1. posibilitatea de automatizare mai uşoară şi mai completă, cu consecința reducerii manoperei şi creşterii productivității;
2. posibilitatea obținerii unor produse de calitate superioară şi uniformă;
3. investiții mai mici la producții mari.

La pornirea unei instalații cu funcționare continuă, există un interval de timp în care condițiile din instalație variază de la condițiile de repaus la condițiile de regim. Acest interval poartă denumirea de **regim tranzitoriu**. Trecerea de la un regim staționar la alt regim staționar (impusă de schimbarea proprietăților materiilor prime, modificarea voită a calității produselor, modificarea dimensiunilor producției), precum şi aducerea unor parametri care au variat întâmplător (datorită condițiilor atmosferice, supravegherii defectuoase, dereglării regimului de funcționare al instalației din amonte, etc.) la valoarea prescrisă se realizează tot în regim tranzitoriu.

Procesele discontinue se caracterizează prin:

1. alimentarea instalației cu materii prime şi evacuarea produselor din instalație se realizează periodic;
2. toate fazele procesului se realizează succesiv în acelaşi utilaj;
3. parametrii fizico-chimici sunt variabili în timp şi – uneori – în spațiu. Procesul decurge în r**egim nestaționar**.

Într-un proces discontinuu, apar acumulări de materiale, şi pot apărea acumulări de energie.

Principalii parametri care caracterizează procesele discontinue sunt: **mărimea şarjei**, **durata prelucrării unei şarje** (inclusiv durata operaţiilor de încărcare, descărcare şi eventual curăţire a utilajului), **cantitatea de produs obţinută într-o şarjă**.

Procesele discontinue, deşi sunt înlocuite tot mai frecvent cu procese continue, sunt preferate în anumite situaţii:

1. în cazul proceselor ce decurg foarte lent (la operarea continuă ar necesita fie volume de utilaj foarte mari, fie timpi de staţionare foarte îndelungaţi, ambele variante însemnând viteze de trecere foarte mici);
2. la fabricarea unor cantităţi reduse de produse (unele medicamente, esenţe, arome, etc.);
3. în cazurile în care se schimbă frecvent fie produsul fabricat, fie materia primă; procesele discontinue sunt mult mai flexibile la astfel de modificări.

Când este posibil, se folosesc mai multe utilaje (identice sau diferite) pentru realizarea succesivă a fazelor de prelucrare: materia primă, după o primă fază de prelucrare în primul utilaj, este trecută în al doilea unde se continuă prelucrarea, în timp ce primul utilaj este încărcat cu şarja următoare, ş.a.m.d. Acest regim de funcţionare este considerat ca fiind un **regim intermediar** între regimul continuu şi cel discontinuu.

Procesele semicontinue (**semidiscontinue** sau **mixte**) îndeplinesc unele condiţii ale proceselor continue şi alte condiţii ale proceselor discontinue. Ele pot fi fie procese continue care înglobează una sau mai multe faze care decurg periodic, fie procese discontinue care cuprind una sau mai multe faze care decurg continuu. De exemplu, un decantor este alimentat continuu cu suspensie, decantatul evacuându-se, de asemenea, continuu; sedimentul este evacuat discontinuu, la intervale de timp care permit acumularea unei cantităţi mai mari.

Unele utilaje şi instalaţii pot fi considerate că lucrează în **regim pseudocontinuu**. Ele sunt formate din mai multe elemente identice din punct de vedere constructiv, care sunt aduse succesiv în toate fazele intermediare ale procesului tehnologic: fiecare element funcţionează în regim discontinuu, însă întregul ansamblu îndeplineşte condiţiile regimului continuu de funcţionare. Regimul pseudocontinuu se poate realiza fie în utilaje cu elemente mobile (rotative), formate din unităţi identice care se rotesc astfel încât să se fie aduse succesiv în condiţiile corespunzătoare fazelor constituente ale procesului tehnologic, fie în baterii de utilaje identice (cu elemente fixe) care, prin comutare din exterior, pot fi aduse în condiţiile tehnologice ale fazelor componente ale procesului tehnologic.

Un exemplu din prima categorie îl constituie filtrele celulare rotative, compuse din 8 – 20 celule identice (fiecare având construcţia şi rolul unui filtru discontinuu) care formează un tambur; prin rotire şi cu ajutorul unui dispozitiv de comutare, celulele tamburului sunt aduse în funcţiile corespunzătoare fazelor componente ale procesului: filtrarea, spălarea precipitatului, eliminarea apei de spălare din precipitat, desprinderea precipitatului, decolmatarea porilor pânzei filtrante; una sau mai multe celule se găsesc în fiecare fază, după raportul dintre duratele fazelor într-un ciclu tehnologic.

A doua categorie de procese pseudocontinue pot fi exemplificate prin: instalaţiile de adsorbţie cu regenerare termică a adsorbantului şi instalaţiile de adsorbţie la presiune oscilantă, instalaţiile de demineralizare a apei cu răşini schimbătoare de ioni, instalaţiile staţionare de dezincrustare (sulfat sau sulfit) a lemnului. Aceste instalaţii conţin (n + 1) utilaje identice, cuplate între ele prin dispozitive de comutare. Simultan, în fiecare utilaj are loc câte o fază distinctă (dintre cele n care alcătuiesc procesul tehnologic; utilajul "n + 1" este în rezervă). Prin sistemul de comutare, fiecare utilaj este trecut succesiv în toate fazele procesului tehnologic.

<u>După direcţia deplasării fluxurilor de materiale şi/sau termice</u> deosebim procese în echicurent (co-curent, curent paralel), procese în contracurent şi procese în curent mixt (curenţi încrucişaţi).

Procesele în echicurent se caracterizează prin deplasarea în acelaşi sens a reactanţilor, fluxurilor de materiale şi/sau termice în interiorul utilajelor (fig. 2.1.a). Ele prezintă următoarele caracteristici:

1. diferenţa de concentraţie, respectiv temperatură, este maximă la intrarea în utilaj (fig. 2.2.a), creându-se astfel posibilitatea desfăşurării procesului cu viteză maximă în această zonă;

2. la ieşirea din utilaj, diferența de concentrație (temperatură) este minimă – la limită putând fi considerată nulă – asigurându-se astfel condiții blânde de desfăşurare a procesului în zona de evacuare a produselor, evitându-se totodată pericolul unor supraîncălziri sau supraîncărcări.

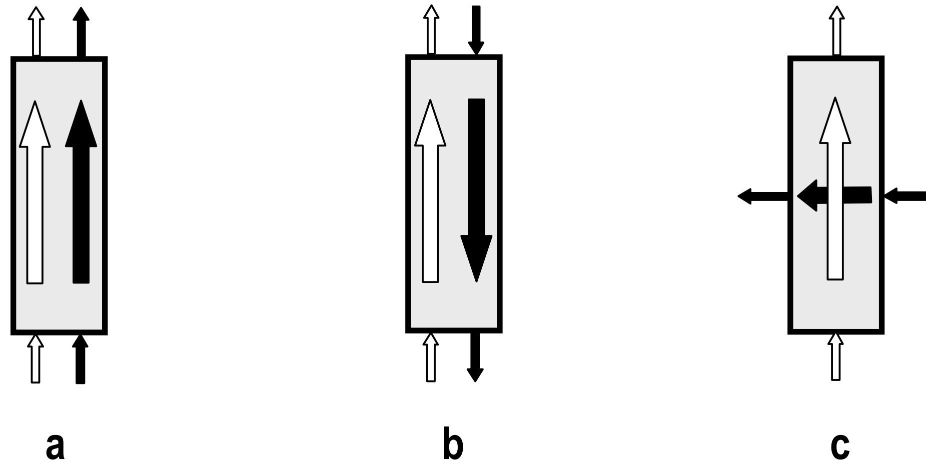


Fig. 2.1. Schema de principiu a proceselor în echicurent (a), contracurent (b) şi curent mixt (c)

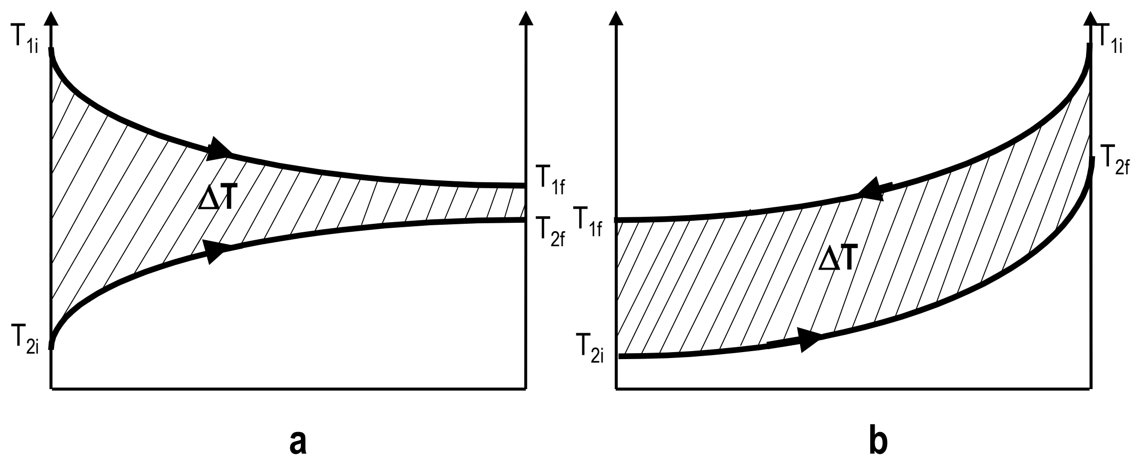


Fig. 2.2. Variația temperaturii (concentrației) de-a lungul unui utilaj operat în echicurent (a) şi în contracurent (b)

Procesele în contracurent se caracterizează prin deplasarea în sensuri contrare a reactanților, fluxurilor de materiale şi/sau termice în interiorul utilajelor (fig. 2.1.b). Aceste procese se caracterizează prin faptul că asigură o forță motoare medie (ΔC, ΔT, ΔP) mai mare decât procesele în echicurent (fig. 2.2.b) şi prezintă avantajul unei realizări mai intense şi mai complete a proceselor.

Uneori se combină în cadrul aceluiaşi proces, scheme de circulație în contracurent şi echicurent, procesul desfăşurându-se în două etape succesive.

Procesele în curent mixt (fig. 2.1.c) se caracterizează prin deplasarea sub un anumit unghi, unul față de celălalt, a fluxurilor de materiale şi/sau termice. Curentul mixt, puțin important pentru procesele chimice, este întâlnit frecvent în procesele termice şi difuzionale (cazane acvatubulare, schimbătoare de căldură, instalații de distilare, de uscare, de antrenare cu vapori).

Aşa cum reiese din fig. 2.2, concentrațiile (temperaturile) nu variază liniar de-a lungul utilajului, ci – în marea majoritate a cazurilor – după o curbă logaritmică. În aceste condiții, forța motoare medie a proceselor de transfer de căldură, respectiv de masă, se calculează cu relații de forma:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_f}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_f)} \qquad \Delta C_m = \frac{\Delta C_i - \Delta C_f}{\ln(\Delta C_i / \Delta C_f)} \tag{2.1}$$

În cazul proceselor în contracurent, forța motoare a proceselor:

$$\Delta T = T - T^* \qquad \Delta C = C - C^* \tag{2.2}$$

variază mai puțin de-a lungul utilajului; viteza procesului este practic constantă în utilaj. De asemenea, se observă că la procesele în echicurent:

$$T_f^* < T_f \qquad C_f^* < C_f \tag{2.3}$$

în timp ce la procesele în contracurent:

$$T_f^* > T_f \qquad C_f^* > C_f \tag{2.4}$$

eficiența proceselor realizate în contracurent fiind superioară celei a proceselor realizate în echicurent. Procesele în contracurent decurgând mai intens, permit reducerea dimensiunilor utilajelor pentru aceeaşi eficiență a procesului, sau realizarea unor eficiențe superioare la aceleaşi dimensiuni ale utilajului.

<u>După numărul prelucrărilor suferite de materiale</u> deosebim procese ciclice (cu circuit închis) şi procese aciclice (cu circuit deschis).

Procesele ciclice se caracterizează prin faptul că substanțele nereacționate – total sau parțial – sunt reintroduse în instalație împreună cu materia primă proaspătă. Recircularea poate fi considerată în raport cu un utilaj, față de fluxul de reactanți, sau față de componenții acestuia.

Procesele aciclice se caracterizează prin faptul că materiile prime sunt trecute o singură dată prin instalație.

2.2. BILANȚUL DE MATERIALE

Pentru proiectarea şi exploatarea instalaților industriei alimentare este necesară cunoaşterea – calitativă şi cantitativă – a materialelor care circulă prin fiecare punct al instalației, în fiecare moment al funcționării acesteia. Materialele sunt definite prin speciile chimice, compoziția şi concentrațiile soluțiilor şi amestecurilor, starea de agregare, cantitățile sau debitele în punctele, secțiunile sau zonele care interesează.

Datele necesare elaborării şi rezolvării bilanțurilor de materiale sunt:

- datele inițiale (primare) referitoare la debitul (capacitatea) instalației, proprietățile materiei prime, proprietățile produsului, caracteristicile tehnologice specifice instalației;
- schema tehnologică a instalației şi variantele posibile ale acesteia;
- date stoichiometrice şi cinetice ale reacțiilor care decurg în instalație;

- date asupra echilibrelor de reacție şi de fază în sistemele existente în instalație.

Ecuația generală de bilanț de materiale este expresia legii conservării materiei:

$$\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{intrate}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{existente}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{iesite}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{ramase}\end{bmatrix} \tag{2.5}$$

Termenii ecuației (2.5) reprezintă cantități sau debite, exprimate prin masa, respectiv debitul lor masic.

Diferența:

$$A=\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{intrate}\end{bmatrix}-\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{iesite}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{ramase}\end{bmatrix}-\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{existente}\end{bmatrix} \tag{2.6}$$

poartă denumirea de **acumulare**. Pentru procesele continue, în regim staționar, acumularea este nulă şi ecuația (2.5) devine:

$$\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{intrate}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\text{materiale}\\ \text{iesite}\end{bmatrix} \tag{2.7}$$

Întocmirea unui bilanț de materiale trebuie însoțită întotdeauna de precizarea:

- incintei sau zonei din instalație la care se referă bilanțul (definirea conturului de bilanț);
- timpului în raport cu începutul prelucrării unei şarje (numai în cazul proceselor discontinue);
- duratei (intervalului) de timp pentru care se întocmeşte bilanțul; în cazul proceselor continue bilanțul se alcătuieşte pe unitatea de timp (secundă, oră, zi, an); în cazul proceselor discontinue cantitățile de substanță se raportează la o şarjă şi sunt apoi recalculate la tona de materie primă sau produs finit sau la altă cantitate convenabilă; în cazul proceselor în regim tranzitoriu bilanțurile sunt diferențiale.

Se pot întocmi **bilanțuri generale** (**totale** sau **globale**), pentru întreaga instalație şi toate materialele prezente, precum şi **bilanțuri parțiale**:

- pentru întreaga instalație, dar numai pentru un singur material;
- pentru toate materialele, dar numai pentru o parte a instalației: un utilaj, o anumită zonă (bine definită) a unui utilaj, un element diferențial de volum dintr-un utilaj;
- pentru un singur material şi o parte a instalației (utilaj, element de utilaj, element diferențial de volum).

Materialele luate în considerare în bilanțuri pot fi:

- specii chimice bine definite (specii moleculare, ioni, radicali, atomi);
- materiale de compoziție nedefinită (steril, reziduu, cenuşă, etc.).

Cu ajutorul ecuațiilor de bilanț de materiale pot fi obținute informații precise asupra circulației materialelor pentru care determinările directe (prin cântărire sau măsurare) lipsesc sau prezintă inconveniente.

2.2.1. EXPRIMAREA COMPOZIȚIEI MASEI DE REACȚIE

Prin **masă de reacție** se înțelege totalitatea componentelor (reactanți, produşi de reacție, materiale inerte, catalizatori) care se găsesc la un moment dat într-o instalație, un utilaj, o porțiune de utilaj, sau un element diferențial de volum.

Când masa de reacție este monofazică, compoziția acesteia se identifică cu compoziția chimică. Considerând că, la modul cel mai general, masa de reacție este alcătuită din "*p*" reactanți A_i, "*q*" produşi de reacție A_i' şi "*r*" inerte A_i'', ecuația caracteristică a procesului de transformare are forma:

$$\left[\sum_{i=1}^{p} A_i+\sum_{i=1}^{r} A_i''\right]_m \rightarrow \left[\sum_{i=1}^{q} A_i'+\sum_{i=1}^{p} A_i+\sum_{i=1}^{r} A_i''\right]_m \tag{2.8}$$

Compoziția masei de reacție se poate exprima prin **mărimi extensive** (număr de moli, mase, volume) sau prin **mărimi intensive** (fracții molare, masice, volumice, rapoarte molare, masice, volumice, concentrații molare, masice, volumice, etc.).

Pentru **mărimile extensive** se folosesc notațiile:

$n_{A_i} \cdots n_{A_i'} \cdots n_{A_i''} \cdots n_T$ exprimate în [kmol] sau [kmol/s];

$m_{A_i} \cdots m_{A_i'} \cdots m_{A_i''} \cdots m_T$ exprimate în [kg] sau [kg/s];

$V_{A_i} \cdots V_{A_i'} \cdots V_{A_i''} \cdots V_T$ exprimate în [m^3] sau [m^3/s].

Aceste mărimi sunt aditive (inclusiv volumele, în cazul gazelor ideale). Ca urmare:

$$\begin{aligned} n_T &= \sum_1^N n_i = \sum_{i=1}^p n_{A_i} + \sum_{i=1}^q n_{A_i'} + \sum_{i=1}^r n_{A_i''} \\ m_T &= \sum_1^N m_i = \sum_{i=1}^p m_{A_i} + \sum_{i=1}^q m_{A_i'} + \sum_{i=1}^r m_{A_i''} \\ V_T &= \sum_1^N V_i = \sum_{i=1}^p V_{A_i} + \sum_{i=1}^q V_{A_i'} + \sum_{i=1}^r V_{A_i''} \end{aligned} \tag{2.9}$$

Între mărimile extensive se stabilesc relațiile:

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad \text{respectiv} \quad n_i = \frac{V_i}{V_{Mi}} \tag{2.10}$$

în care M_I reprezintă masele molare [kg/kmol], iar V_{Mi} volumele molare [m^3/kmol] ale componenților "i".

Mărimile intensive se mai numesc generic şi "concentrații". Sunt caracterizate prin faptul că nu depind de cantitatea de substanță din sistem.

În cazul unui amestec omogen (soluțiile fiind evident amestecuri omogene), **fracția molară** a unui component oarecare se defineşte ca fiind raportul dintre numărul de moli ai componentului (n_i) şi numărul total de moli din sistem (n_T). Pentru un sistem format din *z* componente, fracția molară a unui component oarecare *i* va fi:

$$x_i = \frac{n_i}{n_1 + n_2 + \cdots + n_z} = \frac{n_i}{n_T} \quad \left[\frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli amestec}}\right] \tag{2.11}$$

Fracția masică a unui component se defineşte ca fiind raportul dintre masa de component *i* din amestec (m_i) şi masa totală a amestecului (m_T):

$$\bar{x}_i = \frac{m_i}{m_1 + m_2 + \cdots + m_z} = \frac{m_i}{m_T} \quad \left[\frac{\text{kg de component } i}{\text{kg amestec}}\right] \tag{2.12}$$

Fracția volumică se defineşte ca fiind raportul dintre volumul unui component oarecare *i* din amestec (V_i) şi volumul total (V_T) al amestecului:

$$y_i = \frac{V_i}{V_1 + V_2 + \cdots + V_z} = \frac{V_i}{V_T} \quad \left[\frac{\text{m}^3 \text{ de component } i}{\text{m}^3 \text{ amestec}}\right] \tag{2.13}$$

Pentru vapori şi gaze, compoziția se poate exprima şi prin presiunile parțiale ale componenților, calculate din legea lui *Dalton*:

$$p_i = y_i \cdot P_T \tag{2.14}$$

În cazul gazelor şi vaporilor, fracțiile (procentele) molare sunt numeric egale cu fracțiile (procentele) de volum. Egalitatea nu este valabilă însă în cazul lichidelor şi solidelor.

Ținând cont de ecuațiile de definiție ale fracțiilor (molare, masice, volumice), se poate demonstra uşor că suma fracțiilor tuturor componentelor din sistem este egală cu unitatea:

$$\sum_{i=1}^{z} x_i = \frac{n_1}{n_T} + \cdots + \frac{n_i}{n_T} + \cdots \frac{n_z}{n_T} = \frac{n_1 + \cdots + n_i + \cdots + n_z}{n_T} = \frac{n_T}{n_T} = 1$$

$$\sum_{i=1}^{z} \overline{x}_i = \frac{m_1}{m_T} + \cdots + \frac{m_i}{m_T} + \cdots \frac{m_z}{m_T} = \frac{m_1 + \cdots + m_i + \cdots + m_z}{m_T} = \frac{m_T}{m_T} = 1 \qquad (2.15)$$

$$\sum_{i=1}^{z} y_i = \frac{V_1}{V_T} + \cdots + \frac{V_i}{V_T} + \cdots \frac{V_z}{V_T} = \frac{V_1 + \cdots + V_i + \cdots + V_z}{V_T} = \frac{V_T}{V_T} = 1$$

Raportul molar reprezintă raportul dintre numărul de moli a doi componenți dintr-un amestec. Astfel, pentru un amestec cu z componenți, concentrația unui component oarecare i se poate exprima în raport cu oricare dintre ceilalți (z – 1) componenți:

$$X_{i,1} = \frac{n_i}{n_1} \quad \left[\frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli de component } 1}\right]$$

$$X_{i,2} = \frac{n_i}{n_2} \quad \left[\frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli de component } 2}\right] \qquad (2.16)$$

$$\vdots$$

$$X_{i,z} = \frac{n_i}{n_z} \quad \left[\frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli de component } z}\right]$$

Acest mod de exprimare a concentrației se utilizează frecvent în calculul operațiilor de extracție.

Raportul masic reprezintă raportul dintre masele a doi componenți dintr-un amestec. Astfel, pentru un amestec cu z componenți, se pot scrie următoarele rapoarte masice pentru un component oarecare i în raport cu oricare dintre ceilalți (z – 1) componenți:

$$\overline{X}_{i,1} = \frac{m_i}{m_1} \quad \left[\frac{\text{kg de component } i}{\text{kg de component } 1}\right]$$

$$\overline{X}_{i,2} = \frac{m_i}{m_2} \quad \left[\frac{\text{kg de component } i}{\text{kg de component } 2}\right] \qquad (2.17)$$

$$\vdots$$

$$\overline{X}_{i,z} = \frac{m_i}{m_z} \quad \left[\frac{\text{kg de component } i}{\text{kg de component } z}\right]$$

Exprimarea compoziției prin rapoarte masice este caracteristică proceselor de cristalizare din soluții binare de săruri în apă sau alți dizolvanți.

Exprimarea concentrației sub formă de **rapoarte volumice** este asemănătoare cu aceea a rapoartelor molare sau masice. Fie $V_1, V_2, ..., V_i, ..., V_z$ volumele componenților 1,2,...,i,...,z aflați în amestec. Concentrațiile componentului i sub formă de rapoarte volumice se scriu:

$$
\begin{aligned}
&Y_{i,1} = \frac{V_i}{V_1} \quad \left[\frac{\text{m}^3 \text{ de component } i}{\text{m}^3 \text{ de component } 1}\right] \\
&Y_{i,2} = \frac{V_i}{V_2} \quad \left[\frac{\text{m}^3 \text{ de component } i}{\text{m}^3 \text{ de component } 2}\right] \\
&\vdots \\
&Y_{i,z} = \frac{V_i}{V_z} \quad \left[\frac{\text{m}^3 \text{ de component } i}{\text{m}^3 \text{ de component } z}\right]
\end{aligned}
\tag{2.18}
$$

Ținând cont de relațiile de definiție ale fracțiilor şi rapoartelor, trecerea de la fracții la rapoarte şi invers se face cu relații de forma:

$$
\begin{aligned}
&x_i = \frac{X_i}{1+X_i}; \quad \overline{x}_i = \frac{\overline{X}_i}{1+\overline{X}_i}; \quad y_i = \frac{Y_i}{1+Y_i} \\
&X_i = \frac{x_i}{1-x_i}; \quad \overline{X}_i = \frac{\overline{x}_i}{1-\overline{x}_i}; \quad Y_i = \frac{y_i}{1-y_i}
\end{aligned}
\tag{2.19}
$$

În practică se mai utilizează exprimarea concentrației prin masa sau numărul de moli dintr-un component din unitatea de volum (kg/m^3, respectiv kmol/m^3). Deseori se utilizează litrul ca unitate de volum, concentrațiile exprimându-se în kg/l (g/l) sau kmol/l (mol/l). Concentrațiile soluțiilor utilizate în analiza chimică se pot exprima şi sub forma titrului, adică în g/ml. Uneori concentrația soluțiilor (solubilitatea) se exprimă în grame de solut (substanță dizolvată) la 100 g solvent (dizolvant).

2.2.2. EXPRIMAREA BILANȚULUI DE MATERIALE

Bilanțul de materiale se exprimă în final sub forma unui tabel care pune față în față compoziția inițială (materialele intrate) cu compoziția finală (materialele ieşite) a masei de reacție. Pentru desemnarea mărimilor inițiale vom folosi indicele superior "**a**" (de la alimentare), iar pentru desemnarea mărimilor finale vom utiliza indicele superior "**e**" (de la evacuare). În aceste condiții, bilanțul de materiale are forma prezentată în tab. 2.1.

Tab. 2.1.Bilanț de materiale pe componente

COM-PO-NENT	**INTRARE (ALIMENTARE)**					**IEŞIRE (EVACUARE)**				
	kmol [kmol/s]	kg [kg/s]	m^3 [m^3/s]	Fracții molare	Fracții masice	kmol [kmol/s]	kg [kg/s]	m^3 [m^3/s]	Fracții molare	Fracții masice
A_i	$n^a_{A_i}$	$m^a_{A_i}$	$V^a_{A_i}$	$x^a_{A_i}$	$\overline{x}^a_{A_i}$	$n^e_{A_i}$	$m^e_{A_i}$	$V^e_{A_i}$	$x^e_{A_i}$	$\overline{x}^e_{A_i}$
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$A_{i'}$	$n^a_{A_{i'}}$	$m^a_{A_{i'}}$	$V^a_{A_{i'}}$	$x^a_{A_{i'}}$	$\overline{x}^a_{A_{i'}}$	$n^e_{A_{i'}}$	$m^e_{A_{i'}}$	$V^e_{A_{i'}}$	$x^e_{A_{i'}}$	$\overline{x}^e_{A_{i'}}$
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
$A_{i''}$	$n^a_{A_{i''}}$	$m^a_{A_{i''}}$	$V^a_{A_{i''}}$	$x^a_{A_{i''}}$	$\overline{x}^a_{A_{i''}}$	$n^e_{A_{i''}}$	$m^e_{A_{i''}}$	$V^e_{A_{i''}}$	$x^e_{A_{i''}}$	$\overline{x}^e_{A_{i''}}$
TOTAL	n^a_T	m^a_T	V^a_T	1	1	n^e_T	m^e_T	V^e_T	1	1

Mărimile inițiale sunt cunoscute fie din măsurarea directă, fie din bilanțul procesului precedent. Pentru determinarea compoziției finale, fără a efectua o analiză completă a masei de reacție, se utilizează modelele matematice de bilanț de materiale.

Uneori, pentru a fi mai sugestiv, bilanțul de materiale se reprezintă sub formă grafică, cunoscută sub denumirea de *diagrama Sankey*. În acest caz este vorba de o schemă cantitativă a fluxului tehnologic, reprezentată la scară. Fazele, operațiile sau utilajele procesului se reprezintă sub forma unor dreptunghiuri din care şi spre care pornesc şi sosesc fluxurile de materiale, reprezentate sub forma unor benzi colorate sau haşurate diferit. Lățimea benzilor care reprezintă fluxurile de materiale este proporțională cu cantitățile de materiale care participă la fluxul tehnologic. În fig. 2.3. este redată, pentru exemplificare, o astfel de diagramă.

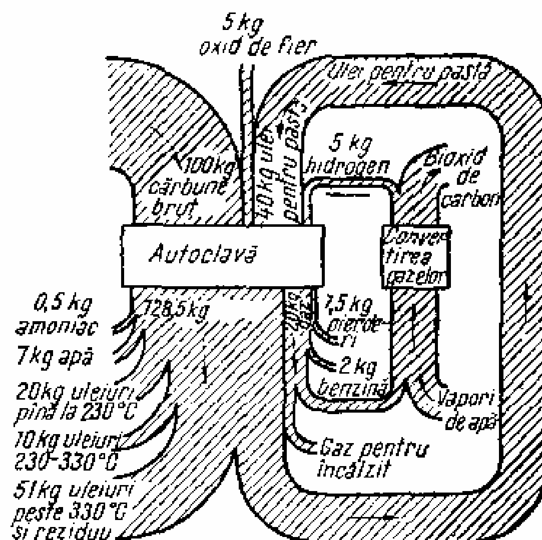


Fig. 2.3. Reprezentarea grafică a bilanțului de materiale (diagrama Sankey)

2.2.3. MODELE MATEMATICE DE BILANȚ DE MATERIALE

În chimia fizică este utilizat **gradul de avansare** al unei reacții chimice, definit prin relația:

$$\Lambda = \frac{n_{Ai}^{a} - n_{Ai}^{e}}{\nu_{Ai}} = \frac{n_{Ai'}^{e} - n_{Ai'}^{a}}{\nu_{Ai'}} \tag{2.20}$$

Principalul avantaj al utilizării gradului de avansare constă în faptul că acesta este unic pentru toți participanții la reacție.

În ingineria proceselor fizico-chimice se utilizează cu precădere **gradul de transformare** (denumit şi **conversie** sau **grad de conversie**) al reactantului cheie (reactantului valoros). Fie A_k reactantul cheie al unei reacții de forma generală:

$$\sum \nu_{Ai} A_i = \sum \nu_{Ai'} A_i' \tag{2.21}$$

în care ν_{Ai} şi $\nu_{Ai'}$ reprezintă respectiv coeficienții stoichiometrici ai reactanților şi ai produşilor de reacție. Gradul de transformare al reactantului cheie, η_{Ak}, se defineşte ca:

$$\eta_{Ak} = \frac{n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}}{n_{Ak}^{a}} = \frac{n_{Ai}^{a} - n_{Ai}^{e}}{\frac{\nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a}} = \frac{n_{Ai'}^{e} - n_{Ai'}^{a}}{\frac{\nu_{Ai'}}{\nu_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a}} \tag{2.22}$$

Principalul avantaj al utilizării gradului de transformare decurge din faptul că acesta variază întotdeauna între 0 şi 1. Din relațiile (2.20) şi (2.22) rezultă relația de legătură dintre gradul de avansare al reacției şi gradul de transformare al componentului cheie:

$$\eta_{Ak} = \frac{\nu_{Ak}}{n_{Ak}^{a}} \cdot \Lambda \tag{2.23}$$

Când ν_{Ak} = 1 şi $n_{Ak}^{a} = 1$ mol, atunci $\eta_{Ak} = \Lambda$. Orice reacție chimică poate fi scrisă astfel încât ν_{Ak} = 1, dar într-un proces industrial concret nu se poate considera $n_{Ak}^{a} = 1$ mol. Ca urmare, utilizarea gradului de transformare pentru întocmirea bilanțurilor este nu numai avantajoasă, dar şi necesară.

Pentru un proces omogen (care decurge într-o masă de reacție monofazică) descris de o singură ecuație stoichiometric independentă, ecuațiile algebrice primare de bilanț de masă se obțin din expresia (2.22) de definiție a gradului de transformare:

$$\begin{aligned} n_{Ak}^{e} &= n_{Ak}^{a} \cdot \left(1-\eta_{Ak}\right) \\ n_{Ai}^{e} &= n_{Ai}^{a} - \frac{\nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a} \cdot \eta_{Ak} \\ n_{Ai'}^{e} &= n_{Ai'}^{a} + \frac{\nu_{Ai'}}{\nu_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a} \cdot \eta_{Ak} \\ n_{Ai"}^{e} &= n_{Ai"}^{a} \end{aligned} \tag{2.24}$$

Însumând ecuațiile (2.24) se obține numărul total de moli la ieşirea din sistem (debitul molar final – în cazul proceselor continue):

$$n_{T}^{e} = n_{T}^{a} \cdot \left[1 + \frac{\Sigma \nu_{Ai'} - \Sigma \nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot x_{Ak}^{a} \cdot \eta_{Ak}\right] \tag{2.25}$$

Notând cu α expresia:

$$\alpha = \frac{\Sigma \nu_{Ai'} - \Sigma \nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot x_{Ak}^{a} \tag{2.26}$$

ecuația (2.25) devine:

$$n_{T}^{e} = n_{T}^{a} \cdot \left(1 + \alpha \cdot \eta_{Ak}\right) \tag{2.27}$$

Mărimea α este pozitivă în cazul proceselor care decurg cu micşorarea numărului de moli, negativă în cazul proceselor care decurg cu mărirea numărului de moli şi nulă în cazul proceselor care decurg fără variația numărului de moli.

Ecuațiile (2.24), împreună cu ecuația (2.27) alcătuiesc **modelul algebric de bilanț de masă primar** al procesului considerat.

Când masa de reacție se comportă ca un amestec de gaze ideale, ecuațiile modelului pot fi exprimate şi în funcție de volume, utilizând relația de transformare (2.10 b). Utilizând relația (2.10 a) se obține modelul algebric de bilanț de masă primar exprimat în unități masice.

Rezolvarea modelului algebric de bilanț de masă primar implică cunoaşterea – pe lângă mărimile de intrare – şi a gradului de transformare η_{Ak}. Acesta nu este o mărime direct măsurabilă, determinându-se prin măsurarea unei concentrații la ieşire din proces. Dacă, de exemplu, se măsoară x_{Ak}^{e}, aceasta poate fi definită – utilizând definiția fracției molare (2.11) şi modelul algebric de bilanț primar – ca fiind:

$$x_{Ak}^{e} = \frac{x_{Ak}^{a} \cdot \left(1-\eta_{Ak}\right)}{1+\alpha \cdot \eta_{Ak}} \tag{2.28}$$

Din (2.28) se poate exprima gradul de transformare η_{Ak}, funcție numai de mărimi cunoscute:

$$\eta_{Ak} = \frac{x_{Ak}^{a} - x_{Ak}^{e}}{x_{Ak}^{a} + \alpha \cdot x_{Ak}^{e}} \tag{2.29}$$

Dacă masa de reacție este polifazică, sau dacă în masa de reacție au loc reacții multiple, se defineşte câte un grad de transformare pentru fiecare reacție stoichiometric independentă şi/sau pentru fiecare transformare de fază. În aceste condiții, elaborarea modelului algebric de bilanț de masă trebuie să țină cont de succesiunea desfăşurării în timp a proceselor independente considerate.

Ecuațiile secundare de bilanț de masă se obțin din ecuațiile primare prin înlocuirea gradului de transformare funcție de mărimile de intrare şi de ieşire măsurate direct. Dacă, de exemplu, se măsoară direct concentrația reactantului valoros, x^e_{Ak}, gradul de transformare se exprimă din ecuația de bilanț a componentului valoros (2.24 a):

$$n^a_{Ak} \cdot \eta_{Ak} = n^a_{Ak} - n^e_{Ak} \tag{2.30}$$

Înlocuind (2.30) în ecuațiile (2.24) se obține:

$$\begin{aligned} n^e_{Ak} &= n^a_{Ak} - \left(n^a_{Ak} - n^e_{Ak}\right) \\ n^e_{Ai} &= n^a_{Ai} - \frac{\nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot \left(n^a_{Ak} - n^e_{Ak}\right) \\ n^e_{Ai'} &= n^a_{Ai'} + \frac{\nu_{Ai'}}{\nu_{Ak}} \cdot \left(n^a_{Ak} - n^e_{Ak}\right) \\ n^e_{Ai''} &= n^a_{Ai''} \end{aligned} \tag{2.31}$$

Însumând relațiile (2.31) se obține expresia numărului total de moli:

$$n^e_T = n^a_T \cdot \frac{1+\beta \cdot x^a_{Ak}}{1+\beta \cdot x^e_{Ak}} \qquad \text{unde} \qquad \beta = \frac{\Sigma \nu_{Ai'} - \Sigma \nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \tag{2.32}$$

Înlocuind (2.32) în ecuațiile (2.31), ținând cont de ecuația de definiție a fracției molare (2.11) se obține **modelul algebric de bilanț de masă secundar**:

$$\begin{aligned} n^e_{Ak} &= n^a_T \cdot \gamma \cdot x^e_{ak} \\ n^e_{Ai} &= n^a_T \cdot \left[x^a_{Ai} - \frac{\nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot \left(x^a_{Ak} - \gamma\right) \cdot x^e_{Ak} \right] \\ n^e_{Ai'} &= n^a_T \cdot \left[x^a_{Ai'} - \frac{\nu_{Ai'}}{\nu_{Ak}} \cdot \left(x^a_{Ak} - \gamma\right) \cdot x^e_{Ak} \right] \\ n^e_{Ai''} &= n^a_T \cdot x^a_{Ai''} \\ \gamma &= \frac{1+\beta \cdot x^a_{Ak}}{1+\beta \cdot x^e_{Ak}} \end{aligned} \tag{2.33}$$

În mod analog se procedează şi dacă se măsoară concentrația la ieşire a unui produs de reacție.

2.2.4. BILANȚ DE MATERIALE ÎN REGIM STAȚIONAR

În conformitate cu schema din fig. 2.4, se consideră că în recipientul **R**, aflat în regim staționar, intră fluidul **A** şi iese fluidul **E.** Egalitatea debitelor celor două fluide, în conformitate cu ecuația (2.7) este dată de relația:

$$v^a \cdot \rho^a \cdot S^a = v^e \cdot \rho^e \cdot S^e \tag{2.34}$$

Dacă în recipient intră şi ies mai multe fluide, ecuația (2.34) devine (2.35). În cazul conductelor circulare ($S = \pi d^2/4$), ecuația de bilanț capătă forma (2.36), iar ecuația de bilanț a componentului A_k din fluid are forma (2.37).

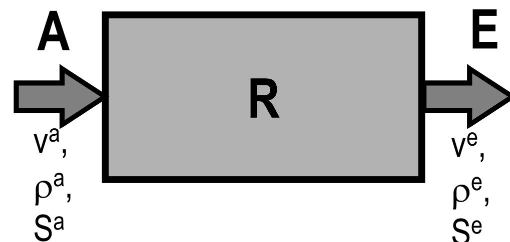


Fig. 2.4. Schema unui recipient cu funcționare în regim staționar

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot S^a = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot S^e \tag{2.35}$$

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot \left(d^a\right)^2 = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot \left(d^e\right)^2 \tag{2.36}$$

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot \overline{x}_{Ak}^a \cdot S^a = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot \overline{x}_{Ak}^e \cdot S^e \tag{2.37}$$

În ecuațiile de mai sus, v reprezintă viteza fluidului, măsurată perpendicular pe secțiunea conductei [m/s], ρ este densitatea fluidului [kg/m³], S este aria secțiunii conductei [m²], d este diametrul interior al conductei [m], iar $\overline{x}_{Ak}$ este fracția masică a componentului A_k în fluid [adimensional]. Indicii "a" şi "e" se referă la fluide alimentate, respectiv evacuate din recipient, iar sumele după "a" respectiv după "e" cuprind toate fluidele alimentate, respectiv evacuate. Produsul $v\rho$ cu unitățile [kg/(m².s)] poartă denumirea de **viteză masică** sau **flux**.

Dacă amestecarea în recipientul **R** poate fi considerată perfectă, atunci ρ^e şi $\overline{x}_{Ak}^e$ au aceleaşi valori în toate conductele de evacuare din recipient.

2.2.5. BILANȚ DE MATERIALE ÎN REGIM NESTAȚIONAR

Condiția de regim nestaționar implică variația în timp a parametrilor procesului, inclusiv variația acumulării; ca urmare, bilanțul de materiale se întocmeşte pentru un interval de timp infinitezimal, *dt*.

Considerând aceeaşi schemă de bilanț din fig. 2.4, ecuația bilanțului de materiale în regim nestaționar are expresia:

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot S^a \cdot dt + M = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot S^e \cdot dt + \left(M + \frac{\partial M}{\partial t} \cdot dt \right) \tag{2.38}$$

Termenii I şi III din ecuație reprezintă sumele maselor de fluid alimentate, respectiv evacuate din instalație în intervalul de timp *dt*. Termenul *M* reprezintă acumularea (zestrea) existentă în instalație până la momentul *t*, iar ultimul termen reprezintă acumularea la momentul (*t* + *dt*). Efectuând calculele, ecuația (2.38) devine:

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot S^a = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot S^e + \frac{\partial M}{\partial t} \tag{2.39}$$

Dacă debitele sunt variabile, vitezele v^a şi v^e se înlocuiesc cu relații de forma:

$$v = f(t) = v_i + a_i t \tag{2.40}$$

în care v_i reprezintă viteza fluidului la momentul t = 0, iar a_i este un coeficient; v_i şi a_i sunt specifici fiecărei conducte cu debit variabil.

Bilanțul unui component oarecare A_k se scrie sub forma:

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot S^a \cdot \overline{x}_{Ak}^a = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot S^e \cdot \overline{x}_{Ak}^e + \frac{\partial\left(\overline{x}_{Ak}^e \cdot M\right)}{\partial t} \tag{2.41}$$

Diferențiind ultimul membru, ecuația (2.41) devine:

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot S^a \cdot \overline{x}_{Ak}^a = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot S^e \cdot \overline{x}_{Ak}^e + \overline{x}_{Ak}^e \cdot \frac{\partial M}{\partial t} + M \cdot \frac{\partial \overline{x}_{Ak}^e}{\partial t} \tag{2.42}$$

2.2.6. BILANȚ DE MATERIALE ÎN REGIM NESTAȚIONAR CU TRANSFORMARE CHIMICĂ

În aceste condiții în ecuația (2.42) se introduce un termen nou, $\partial r_{Ak}/\partial t$, termen care exprimă viteza de formare, datorită reacției chimice, a componentului A_k. Ecuația (2.42) devine:

$$\sum_a v^a \cdot \rho^a \cdot S^a \cdot \bar{x}_{Ak}^a + \frac{\partial r_{Ak}}{\partial t} = \sum_e v^e \cdot \rho^e \cdot S^e \cdot \bar{x}_{Ak}^e + \bar{x}_{Ak}^e \cdot \frac{\partial M}{\partial t} + M \cdot \frac{\partial \bar{x}_{Ak}^e}{\partial t} \qquad (2.43)$$

Termenul $\partial r_{Ak}/\partial t$ este considerat pozitiv dacă A_k este produs de reacție şi negativ dacă A_k este reactant. Evident, legea conservării materiei impune ca:

$$\sum_i \frac{\partial r_{Ai}}{\partial t} = 0 \qquad (2.44)$$

atunci când sumarea se face după toți componenții A_I care intervin în reacție (reactanți şi produşi de reacție).

2.3. BILANȚUL ENERGIILOR

Aşa cum bilanțul de materiale este expresia legii conservării materiei, bilanțul energiilor este expresia principiului conservării energiei. Bilanțul energiilor serveşte la urmărirea fluxurilor energetice printr-o instalație, la stabilirea randamentelor energetice şi la dimensionarea unor utilaje.

Ecuația generală de bilanț energetic pentru un contur de bilanț stabilit în prealabil (instalație, utilaj, porțiune de utilaj, element diferențial de volum) are forma:

$$\sum E_i + \sum E_a = \sum E_r + \sum E_e \qquad (2.45)$$

în care E_I reprezintă energiile intrate în sistem, E_a reprezintă energiile existente în sistem în momentul inițial al intervalului de timp pentru care se întocmeşte bilanțul, E_r reprezintă energiile rămase în sistem în momentul final al intervalului de timp pentru care se întocmeşte bilanțul, iar E_e reprezintă energiile ieşite din sistem.

Ca şi în cazul bilanțului de materiale, bilanțul energetic se întocmeşte pentru o durată prestabilită: durata prelucrării unei şarje (dacă procesul este discontinuu), sau unitatea de timp (secundă, oră, zi, an) în cazul proceselor continue.

Acumularea de energie este dată de diferența:

$$\sum E_r - \sum E_a = \sum E_i - \sum E_e \qquad (2.46)$$

Pentru procesele care decurg în regim staționar, acumularea de energie este nulă.

Se pot întocmi **bilanțuri energetice totale** (**generale**), pentru întreaga instalație, precum şi **bilanțuri energetice parțiale**, pentru un singur utilaj, o porțiune a acestuia sau pentru un element diferențial de volum. Întrucât energiile se transformă cu uşurință dintr-o formă într-alta, nu poate fi vorba de bilanțuri parțiale, referitoare la un singur fel de energie, aşa cum sunt, de exemplu, bilanțurile parțiale de materiale ale unui singur element sau compus chimic.

Într-un bilanț energetic intervin următoarele **forme de energie**:

- **energia potențială** sau **energia de poziție**, E_p, rezultată din poziția pe verticală a corpurilor, în raport cu un plan orizontal arbitrar de referință:

$$E_p = m \cdot g \cdot z \qquad (2.47)$$

în care m este masa corpului [kg], g este accelerația gravitațională [m/s^2], iar z este înălțimea [m] la care se află corpul față de planul orizontal de referință.

- **energia cinetică** sau **energia de mişcare**, E_c, corespunzătoare mişcării corpurilor:

$$E_c = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \qquad (2.48)$$

în care v reprezintă viteza corpului [m/s].

- **energia internă**, U, reprezentând o proprietate intrinsecă a corpurilor, funcție de natura, starea şi cantitatea lor:

$$U = m \cdot u \qquad (2.49)$$

unde u reprezintă energia internă masică [J/kg].

- **lucrul exterior** sau **energia de presiune**, L_e, reprezentând lucrul efectuat de mediul exterior pentru a introduce un fluid în sistem, sau lucrul efectuat de sistem pentru a evacua un fluid din sistem:

$$L_e = \int_0^V P \cdot dV = m \cdot P \int_0^{v_s} dv_s = m \cdot P \cdot v_s \qquad (2.50)$$

în care P este presiunea [Pa], V este volumul [m^3] masei m [kg], iar v_s este volumul specific [m^3/kg].

- **energia mecanică**, W, introdusă în sistem (de exemplu printr-o pompă sau un agitator);
- **căldura**, Q, introdusă din exterior (de exemplu prin pereții unui rezervor, prin suprafețe de transfer termic);
- **alte forme de energie** (energia de suprafață, energia electrică, energia magnetică, energia luminoasă, etc.) care, uzual, se neglijează în problemele curente.

2.4. BILANȚUL TERMIC

Pentru majoritatea proceselor fizice, fizico-chimice, chimice şi biochimice care se petrec în biotehnologii sau în tehnologiile industriei alimentare, bilanțul energiilor se poate simplifica la forma cunoscută sub denumirea de **bilanț termic**. Simplificarea constă în neglijarea lucrului mecanic, a variației energiei potențiale şi cinetice, a energiei electrice, magnetice, luminoase, etc., care numai rareori pot avea un rol important.

Bilanțul termic are la bază principiul întâi al termodinamicii, conform căruia “energia sistemului şi energia mediului exterior, considerate împreună, reprezintă o constantă”. Altfel spus:

$$\Delta E_{sistem} + \Delta E_{exterior} = 0 \qquad (2.51)$$

Deoarece energia (la presiune constantă) este însăşi entalpia, ecuația generală a bilanțului termic în regim nestaționar are forma:

$$\sum Q_i + \sum Q_a + Q_{ext} = \sum Q_r + \sum Q_e \qquad (2.52)$$

în care indicii ***i, a, r, e*** au aceeaşi semnificație ca şi în relația (2.45), Q reprezintă entalpii (cantități de căldură), iar Q_{ext} reprezintă entalpia schimbată de sistem (cedată sau primită) cu mediul înconjurător.

În cazul proceselor continue care decurg în regim staționar, ecuația (2.52) devine:

$$\sum Q_i + Q_{ext} = \sum Q_e \qquad (2.53)$$

Dacă procesul decurge **adiabatic** (fără schimb de căldură cu mediul înconjurător), termenul Q_{ext} se anulează şi ecuația (2.53) se reduce la:

$$\sum Q_i = \sum Q_e \qquad (2.54)$$

Ecuația (2.53) se poate scrie şi sub forma:

$$\sum Q_{Ai}^a + \sum Q_{proces} + Q_{ext} = \sum Q_{Ai}^e \qquad (2.55)$$

în care primul termen reprezintă suma cantităților de căldură introduse în sistem de către fluxurile de materiale intrate, al doilea termen reprezintă suma algebrică a cantităților de căldură generate sau consumate în proces prin reacții chimice sau biochimice, procese de transformare de fază, procese de transfer de masă între faze, iar ultimul termen reprezintă suma cantităților de căldură evacuate din sistem de către fluxurile de materiale ieşite. Primul şi ultimul termen al ecuației se concretizează în funcție de natura fazelor implicate în proces.

Pentru o **fază gazoasă** considerată un amestec de gaze ideale, entalpia poate fi calculată aditiv:

$$Q_{\square g}^{a} = \sum_{i} n_i^a \cdot \int_{298}^{T_a} C_{pi} \cdot dT \qquad Q_{\square g}^{e} = \sum_{i} n_i^e \cdot \int_{298}^{T_e} C_{pi} \cdot dT \tag{2.56}$$

Debitele molare n_i^a şi n_i^e ale componentelor la intrare, respectiv ieşire din proces, sunt cunoscute din bilanțul de materiale, care se efectuează întotdeauna înaintea bilanțului termic. Temperaturile T_a şi T_e se măsoară la intrarea, respectiv ieşirea din procesul considerat.

Pentru o **fază lichidă** care se comportă ca o soluție ideală (soluție infinit diluată) sunt valabile relațiile (2.56) stabilite pentru gaze ideale. În cazul soluțiilor reale (concentrate), entalpia nu se mai poate determina aditiv. Capacitățile termice molare C_p [J/(kmol.K)], respectiv masice, C [J/(kg.K)] ale soluțiilor reale variază funcție de concentrație şi de temperatură:

$$C_{p\square l} = f(x,T) \qquad C_{\square l} = f(x,T) \tag{2.57}$$

În aceste condiții, ecuațiile (2.56) devin:

$$Q_{\square l}^{a} = n_{\square l}^{a} \cdot \int_{298}^{T_a} C_p(x,T) \cdot dT \qquad Q_{\square l}^{e} = n_{\square l}^{e} \cdot \int_{298}^{T_e} C_p(x,T) \cdot dT \tag{2.58}$$

Pentru **faze solide** se aplică fie relațiile (2.56) – în cazul în care componentele fazei solide formează un amestec mecanic, fie relațiile (2.58) – în cazul în care componentele fazei solide formează o soluție solidă.

Determinarea valorilor numerice ale căldurilor introduse/evacuate din sistem cu fluxurile de materiale intrate/ieşite, necesită cunoaşterea naturii fazelor implicate în proces, a compoziției inițiale (n_i^a) şi finale (n_i^e), a bilanțului de masă, a temperaturilor inițiale (T_a) şi finale (T_e), precum şi a unor date experimentale sau ecuații empirice pentru calculul capacităților termice molare sau masice ale componentelor şi fazelor implicate în proces.

Pentru **substanțe pure**, capacitatea termică molară la presiune constantă, definită prin relația:

$$C_{pi} = \left(\frac{\partial H_i}{\partial T} \right)_P \tag{2.59}$$

este corelată cu temperatura sub prin intermediul unor ecuații de tipul:

$$\begin{aligned} C_{pi} &= a_i + b_i \cdot T + c_i \cdot T^2 \\ C_{pi} &= d_i + e_i \cdot T + f_i \cdot T^{-2} \\ C_{pi} &= g_i + h_i \cdot T_i \end{aligned} \tag{2.60}$$

Uneori se poate utiliza valoarea medie a capacității termice molare, definită prin relația:

$$\overline{C}_{pi} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} C_{pi}(T) \cdot dT \tag{2.61}$$

În general, efectul presiunii asupra capacității termice se poate neglija. Pentru calcule riguroase de inginerie, precum şi pentru a se putea permite utilizarea programelor de calculator, sunt preferate ecuațiile de tip (2.60). Aceste ecuații permit integrarea analitică a ecuațiilor (2.56). Valorile capacităților termice, precum şi valorile coeficienților din ecuațiile (2.60) sunt tabelate în manuale, îndrumare şi monografii de specialitate.

Termenul ΣQ_{proces} se determină pe baza datelor termodinamice, în funcție de tipul de proces (transformare chimică, transformare biochimică, transformare de fază, transfer interfazic) implicat. La modul cel mai general, acest termen poate fi exprimat sub forma:

$$\sum_i Q_{proces} = \sum_j Q_{rj} + \sum_m Q_{tr.m} + \sum_n Q_{tf.n} \qquad (2.62)$$

$$i = j + m + n$$

unde primul termen din membrul drept reprezintă efectul termic al reacțiilor (chimice sau biochimice) implicate în proces, al doilea termen reprezintă efectul termic al proceselor de transformare de fază, iar ultimul termen reprezintă efectul termic al proceselor de transfer de substanță între fazele implicate în proces.

Efectul termic al unei reacții chimice este dat de produsul dintre entalpia de reacție şi numărul de moli de reactant (debitul molar) consumați:

$$Q_{rj} = \frac{n^a_{Ak_j}}{\nu_{Ak_j}} \cdot \eta_{Ak_j} \cdot \left(-\Delta_{Rj} H^0_T\right) \qquad (2.63)$$

unde:

$\Delta_{Rj} H^0_T$ - reprezintă entalpia de reacție la temperatura T [kJ/mol];

$n^a_{Ak_j} \cdot \eta_{Ak_j} = n^a_{Ak_j} - n^e_{Ak_j}$ - reprezintă numărul de moli de reactant A_k transformat în reacția "**j**". Se împarte prin ν_{Akj} deoarece în reacțiile în care $\nu_{Ak_j} \neq 1$ entalpia de reacție din legea lui *Hess* este raportată la ν_{Akj}.

În cazul **reacțiilor multiple** se determină suma algebrică a efectelor termice ale reacțiilor individuale.

Entalpia de reacție variază, în general, cu temperatura şi cu presiunea. În majoritatea cazurilor (excepție făcând procesele care decurg la presiuni mai mari de 5 MPa) influența presiunii asupra entalpiei de reacție poate fi neglijată. Variația entalpiei de reacție cu temperatura poate fi exprimată prin intermediul legii lui *Kirchhoff*. În forma sa integrală, aceasta are expresia:

$$\Delta_R H^0_T = \Delta_R H^0_{298} + \int_{298}^{T} \Delta C_p(T) \cdot dT \qquad (2.64)$$

unde:

$$\Delta C_p = \sum \nu_{Ai'} C_{pAi'} - \sum \nu_{Ai} C_{pAi} \qquad (2.65)$$

iar entalpia de reacție standard se calculează din entalpiile molare de formare din elemente (ΔH^0_f) prin intermediul relației:

$$\Delta_R H^0_{298} = \sum \nu_{Ai'} \cdot \Delta H^0_{fAi'} - \sum \nu_{Ai} \cdot \Delta H^0_{fAi} \qquad (2.66)$$

Entalpiile molare de formare din elemente sunt tabelate în îndrumătoarele de specialitate.

În unele cazuri, pentru variații mai mici ale temperaturii, se poate folosi în locul ecuației (2.64) o ecuație simplificată, considerând o valoare medie pentru capacitatea termică molară:

$$\Delta_R H^0_T = \Delta_R H^0_{298} + \Delta \overline{C}_p \cdot (T - 298) \qquad (2.67)$$

Pentru calcule aproximative, sau în lipsa unor relații $C_p = f(T)$, integrala din ecuația (2.64) se poate neglija, considerând:

$$\Delta_R H^0_T \approx \Delta_R H^0_{298} \qquad (2.68)$$

Efectul termic al proceselor de transformare de fază este dat de produsul dintre numărul de moli de component transformat (care trece dintr-o stare de agregare în alta) şi entalpia transformării de fază:

$$Q_{tr.m} = n^a_{Akm} \cdot \eta_{[\ ]Akm} \cdot \left(-\Delta H_{tr.m}\right) = n^e_{Akm} \cdot \left(-\Delta H_{tr.m}\right) \quad (2.69)$$

în care $\eta_{[\ ]Akm}$ reprezintă gradul de transformare de fază al componentului A_k în procesul de transformare de fază "**m**".

Entalpia transformărilor de fază se determină pe baza relaţiilor:

$$\Delta H_{evap} = -\Delta H_{cond} = \Delta H^0_{(g)} - \Delta H^0_{(l)} \quad (2.70)$$

pentru procesele de evaporare – condensare,

$$\Delta H_{subl} = -\Delta H_{desubl} = \Delta H^0_{(g)} - \Delta H^0_{(s)} \quad (2.71)$$

pentru procesele de sublimare – desublimare şi

$$\Delta H_{solidificare} = -\Delta H_{topire} = \Delta H^0_{(s)} - \Delta H^0_{(l)} \quad (2.72)$$

pentru procesele de solidificare – topire.

Efectul termic al proceselor de transfer de substanţă este dat de relaţia:

$$Q_{tf.n} = n^a_{Akn} \cdot \eta_{[\ ]Akn} \cdot \left(-\Delta H_{tf.n}\right) = n^e_{Akm} \cdot \left(-\Delta H_{tf.n}\right) \quad (2.73)$$

în care $\eta_{[\ ]Akn}$ reprezintă gradul de trecere al componentului A_k dintr-o fază în alta în procesul elementar "**n** iar $\Delta H_{tf.n}$ reprezintă entalpia procesului elementar considerat.

Dintre procesele elementare de transfer interfazic, mai importante din punct de vedere termic sunt: dizolvarea, cristalizarea şi diluarea.

Entalpia de dizolvare depinde, în primul rând, de natura şi starea solutului şi a solventului. La dizolvarea cristalelor ionice într-un solvent polar (apa de exemplu), procesul constă din două etape cu efecte termice contrare:

- procesul de distrugere a reţelei cristaline şi trecerea ionilor în soluţie, sub acţiunea dipolilor solventului; procesul este endoterm, fiind caracterizat de entalpia de reţea, $\Delta H_{ret} > 0$;
- procesul de solvatare (interacţiunea dintre ionii substanţei dizolvate şi moleculele solventului) – dacă solventul este apa, procesul poartă denumirea de hidratare – exoterm, caracterizat de entalpia de solvatare, $\Delta H_{sol} < 0$.

Entalpia de dizolvare este suma algebrică a celor două efecte termice de semn contrar:

$$\Delta H_{diz} = \Delta H_{ret} + \Delta H_{sol} \quad (2.74)$$

Dacă $|\Delta H_{ret}| > |\Delta H_{sol}|$ procesul de dizolvare decurge cu consum de căldură, provocându-se autorăcirea soluţiei. Este cazul dizolvării majorităţii sărurilor anorganice în apă. Dizolvarea unora dintre ele este atât de endotermă încât aceste săruri sunt utilizate în practica de laborator pentru obţinerea amestecurilor răcitoare ($NaNO_3$, NH_4NO_3, $CaCl_2.6H_2O$, de exemplu). În general, substanţele cu dizolvare endotermă sunt sărurile cu reţele cristaline stabile, care nu formează hidraţi sau sunt cristalohidraţi cu un număr mare de molecule de apă.

Dacă $|\Delta H_{ret}| < |\Delta H_{sol}|$ procesul de dizolvare este exoterm, soluţia încălzindu-se. Substanţele cu dizolvare exotermă sunt, de regulă, lichidele şi gazele care nu au energie de reţea, în procesul de dizolvare predominând efectul de solvatare.

În literatură sunt prezentate valorile entalpiei de dizolvare raportate la un mol de substanţă dizolvată într-o cantitate mare de solvent (peste 300 de moli) la temperatura standard. Aceasta este aşa-numita **entalpie integrală de dizolvare**. **Entalpia diferenţială de dizolvare** este efectul termic al dizolvării unui mol de substanţă într-o cantitate infinit mare de soluţie. Cele două mărimi pot să difere mult între ele, mai ales în cazul soluţiilor concentrate.

Entalpia de dizolvare variază funcţie de concentraţia soluţiei formate; dependenţa $\Delta H_{diz} = f(x_{Ai})$ se determină pe cale experimentală.

Entalpia de cristalizare (ΔH_{crist}) este considerată, în calculele tehnice, egală şi de semn contrar cu entalpia de dizolvare. În realitate, condiţia $|\Delta H_{crist}| = |\Delta H_{diz}|$ este îndeplinită numai în cazul în care substanţa se dizolvă într-o soluţie aproape saturată, la temperatura la care ulterior are loc cristalizarea. Chiar dacă această corecţie cu temperatura poate fi neglijată, **entalpia de diluare** (ΔH_{dil}) trebuie luată în consideraţie. De aceea, pentru calcule riguroase, entalpia de cristalizare se determină cu relaţia:

$$\Delta H_{crist} = -\Delta H_{diz} + \Delta H_{dil} \tag{2.75}$$

în care ΔH_{dil} reprezintă entalpia de diluare a soluţiei saturate până la o concentraţie atât de mică după care nu mai este influenţată de eventuala diluare ulterioară.

2.4.1. BILANŢ TERMIC ÎN REGIM ADIABAT

În regim termic adiabat, cantitatea de căldură schimbată cu mediul exterior este nulă. Înseamnă că instalaţia sau utilajul pentru care se efectuează bilanţul sunt perfect izolate termic şi nu sunt prevăzute cu suprafeţe interioare de transfer de căldură. Regimul adiabat este un regim ideal, neexistând materiale perfect izolante (având conductivitatea termică $\lambda = 0$). Există totuşi procese industriale care pot fi considerate că decurg în regim termic adiabat.

Pentru regimul adiabat, ecuaţia (2.55) capătă forma:

$$\sum Q_{Ai}^{a} + \sum Q_{proces} = \sum Q_{Ai}^{e} \tag{2.76}$$

Problema care se pune în acest caz este aceea de a determina valoarea temperaturii finale a masei de reacţie, T_e, cunoscând temperatura iniţială a masei de reacţie, T_a şi bilanţul de materiale.

2.4.2. BILANŢ TERMIC ÎN REGIM IZOTERM

Regimul termic izoterm este caracterizat prin egalitatea temperaturilor la intrare şi ieşire din proces:

$$T_a = T_e = \text{constant} \tag{2.77}$$

Problema care se pune în acest caz este determinarea cantităţii de căldură schimbate cu exteriorul astfel încât temperatura în proces să rămână constantă. Cantitatea de căldură schimbată cu exteriorul se determină pe baza ecuaţiei (2.55) pusă sub forma:

$$Q_{ext} = \sum Q_{Ai}^{e} - \sum Q_{Ai}^{a} - \sum Q_{proces} \tag{2.78}$$

2.4.3. BILANŢ TERMIC ÎN REGIM NONADIABAT ŞI NONIZOTERM

Majoritatea proceselor industriale decurg în regim nonizoterm şi nonadiabat, condiţii în care $Q_{ext} \neq 0$ şi $T_a \neq T_e$. Scopul întocmirii bilanţului termic într-un astfel de caz este acela de a determina valoarea căldurii schimbate cu exteriorul, Q_{ext}, astfel încât procesul să decurgă între limitele de temperatură T_a şi T_e, cu gradul de transformare η_{Ak} şi la compoziţia iniţială dată prin mărimile n_{Ak}^{a} şi x_{Ai}^{a} (l = 1, … , N – 1: N reprezentând numărul total al componenţilor masei de reacţie iniţiale). Termenii ecuaţiei (2.55) sunt explicitaţi în funcţie de aceste mărimi:

$$\sum Q_{Ai}^{a} = F_1\left(n_{Ak}^{a}, x_{Ai}^{a}, T_a\right) \tag{2.79}$$

$$\sum Q_{Ai}^{e} = F_2\left(n_{Ak}^{a}, x_{Ai}^{a}, \eta_{Ak}, T_e\right) \tag{2.80}$$

$$\sum Q_{proces} = F_3\left(n_{Ak}^{a}, \eta_{Ak}, T_e\right) \tag{2.81}$$

iar ecuația (2.55) devine:

$$Q_{ext} = F_2 - F_1 - F_3 = F\left(n_{Ak}^{a}, x_{Ai}^{a}, \eta_{Ak}, T_a, T_e\right) \tag{2.82}$$

Pe baza valorii Q_{ext} calculate conform relației (2.82) se proiectează în continuare sistemul de transfer de căldură, pe baza ecuației generale a transferului termic:

$$Q_{ext} = K \cdot A \cdot \Delta T_m \tag{2.83}$$

ecuație din care se determină aria suprafeței necesare de transfer de căldură, *A*.

3. TRANSPORTUL FLUIDELOR

3.1. INTRODUCERE

În marea majoritate a cazurilor transportul fluidelor este preferat transportului solidelor. Astfel, este preferat transportul soluției în locul transportului separat al componentelor acesteia. De multe ori, materialele solide sunt transportate prin antrenarea lor cu un fluid: transportul pneumatic al materialelor solide pulverulente, transportul hidraulic al unor materii prime ale industriei alimentare (sfeclă, cartofi, tomate, fructe, etc.), concomitent cu spălarea acestora.

În instalațiile de proces ale industriilor alimentare se transportă numeroase fluide cu proprietăți foarte diverse. Fluidele se deplasează prin conducte, canale, aparate şi reactoare fie sub acțiunea unei energii primite din exterior, fie – în cazul lichidelor – sub acțiunea energiei potențiale create de o diferență de nivel.

Transferul energiei de la o sursă exterioară la fluid se poate realiza cu utilaje statice sau dinamice, acestea convertind energia primită de la o sursă exterioară (turbină, motor electric, etc.) în energie de presiune, energie potențială sau în energie cinetică, după caz. Utilajele care servesc la transferul energiei de la o sursă exterioară la un fluid poartă denumirea generică de **pompe** (dacă fluidul este un lichid), respectiv **compresoare** (dacă fluidul este un gaz). Denumirea de **pompe de vid** este dată utilajelor care servesc la realizarea unei depresiuni sau la evacuarea unui recipient.

Pentru a provoca deplasarea (curgerea) fluidelor există mai multe posibilități: 1) prin acțiunea unei forțe centrifuge; 2) prin deplasarea unui volum de fluid: fie pe cale mecanică, fie prin intermediul altui fluid; 3) printr-un impuls mecanic; 4) prin transfer de impuls de la alt fluid; 5) prin acțiunea unui câmp magnetic; 6) prin acțiunea forțelor gravitaționale. Pe baza acestor metode de principiu sunt construite toate echipamentele destinate transportului fluidelor.

3.2. TRANSPORTUL LICHIDELOR

3.2.1. CONSERVAREA ENERGIEI LA CURGEREA FLUIDELOR. ECUAȚIA BERNOULLI

Se consideră o porțiune de conductă limitată între secțiunile **1** şi **2**, prin care curge un fluid în regim staționar (fig. 3.1). Pe această porțiune de conductă, schimbul de energie cu exteriorul constă din introducerea în sistem de lucru mecanic (*W*) şi de căldură (*Q*). Dacă se consideră că prin sistem trece o cantitate de fluid egală cu unitatea de masă, iar energiile intrate în sistem se consideră pozitive şi cele ieşite din sistem negative, se poate întocmi bilanțul energetic redat în tab. 3.1.

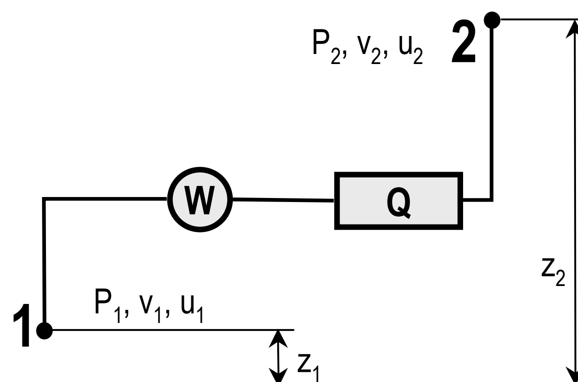


Fig. 3.1. Schemă pentru deducerea ecuației Bernoulli

Tab. 3.1.Bilanț energetic pentru sistemul redat în fig. 3.1

Forma de energie	Intrată prin punctul 1	Ieşită prin punctul 2	Diferența (1) – (2)
Energie potențială	gz_1	gz_2	$g(z_1 - z_2)$
Energie cinetică	$\frac{1}{2}v_1^2$	$\frac{1}{2}v_2^2$	$\frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)$
Energie internă	u_1	u_2	$u_1 - u_2$
Lucru mecanic extern	$P_1 v_{s1}$	$P_2 v_{s2}$	$P_1 v_{s1} - P_2 v_{s2}$
Energie termică	-	-	Q
Energie mecanică	-	-	W

Ținând cont de expresia (2.46) a bilanțului energetic în care – regimul fiind staționar – acumularea de energie este nulă, se poate scrie:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + (u_1 - u_2) + (P_1 v_{s1} - P_2 v_{s2}) + Q + W = 0 \tag{3.1}$$

Variația energiei interne *(u_1 – u_2)* se datorează pe de o parte energiei termice *Q* introduse din exterior şi pe de altă parte energiei *F* rezultate din frecări: frecarea internă între straturile de fluid cu viteze diferite, respectiv frecarea externă a fluidului cu pereții. În aceste condiții se poate scrie:

$$u_1 - u_2 = -(\Delta u)_1^2 = -\left(Q + F - \int_1^2 P dv_s\right) \tag{3.2}$$

$$P_1 v_{s1} - P_2 v_{s2} = -[\Delta(P v_s)]_1^2 = -\left(\int_1^2 P dv_s - \int_1^2 v_s dP\right) \tag{3.3}$$

Înlocuind substituțiile de mai sus în (3.1), aceasta devine în final:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \int_1^2 v_s dP - F + W = 0 \tag{3.4}$$

cunoscută şi ca **ecuația *Bernoulli*** pentru curgerea fluidelor în regim staționar.

Introducând în această ecuație entalpia: $H = u + Pv_s$, rezultă:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + (H_1 - H_2) - F + W = 0 \tag{3.5}$$

Dacă regimul de curgere este şi izoterm (*T* = const.) iar fluidul este incompresibil ($v_{s1} = v_{s2}$) – lichidele pot fi considerate practic fluide incompresibile, atunci:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1 - v_2) + v_s(P_1 - P_2) - F + W = 0 \tag{3.6}$$

Înlocuind volumul specific al fluidului funcție de densitatea acestuia: $v_s = 1/\rho$, ecuația (3.6) devine:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - F + W = 0 \quad \text{[J/kg]}$$

$$\rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}\rho(v_1^2 - v_2^2) + (P_1 - P_2) - F^* + W^* = 0 \quad [\text{J/m}^3 = \text{N/m}^2] \tag{3.7}$$

în care:

W energia necesară pentru transportul unității de **masă** de fluid din secțiunea **1** în secțiunea **2**;

*W** energia necesară pentru transportul unității de **volum** de fluid din secțiunea **1** în secțiunea **2**;

F energia de frecare raportată la unitatea de **masă** de fluid;
*F** energia de frecare raportată la unitatea de **volum** de fluid;
între care există corelațiile:

$$W^* = W\rho \qquad \text{si} \qquad F^* = F\rho \tag{3.8}$$

Ecuațiile (3.4) şi (3.5) se pot pune şi sub forma:

$$W = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}\left(v_2^2 - v_1^2\right) + \int_2^1 v_s dP + F \tag{3.9}$$

$$W = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}\left(v_2^2 - v_1^2\right) + (H_2 - H_1) + F \tag{3.10}$$

din care se poate deduce că energia *W* furnizată pompei are rolul de a:

- ridica un lichid de la înălțimea z_1 la înălțimea z_2;
- mări viteza unui fluid de la v_1 la v_2;
- ridica presiunea unui fluid de la P_1 la P_2;
- mări entalpia unui gaz de la H_1 la H_2;
- transporta fluidul prin învingerea frecării *F*.

3.2.2. RELAȚII ŞI MĂRIMI CARACTERISTICE ÎN TRANSPORTUL LICHIDELOR

O pompă sau un grup de pompe deserveşte un sistem alcătuit din: spațiul de aspirație, ansamblul de conducte şi armături, spațiul de refulare. Sistemul împreună cu pompa sau grupul de pompe alcătuiesc **agregatul de pompare**.

3.2.2.1. DEBITUL POMPELOR

Debitul masic al pompelor este definit ca fiind masa de lichid transportată de pompă în unitatea de timp. Debitul volumic este definit ca volumul de lichid transportat în unitatea de timp. Raportul dintre debitul volumic real (M_V) şi debitul volumic teoretic (M_{Vt}) poartă denumirea de **randament volumic al pompei**:

$$\eta_V = \frac{M_V}{M_{Vt}} \tag{3.11}$$

3.2.2.2. ÎNĂLȚIMEA MANOMETRICĂ

Dacă ecuația (3.7a) se împarte prin accelerația gravitațională *g*, se obține:

$$(z_2 - z_1) + \frac{1}{2g}\left(v_2^2 - v_1^2\right) + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{F}{g} = \frac{W}{g} = Z_m \tag{3.12}$$

care se mai poate scrie sub forma:

$$Z_m = \Delta z + \frac{\Delta v^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_{fr}}{\rho \cdot g} \tag{3.13}$$

unde Z_m este **înălțimea manometrică a sistemului**.

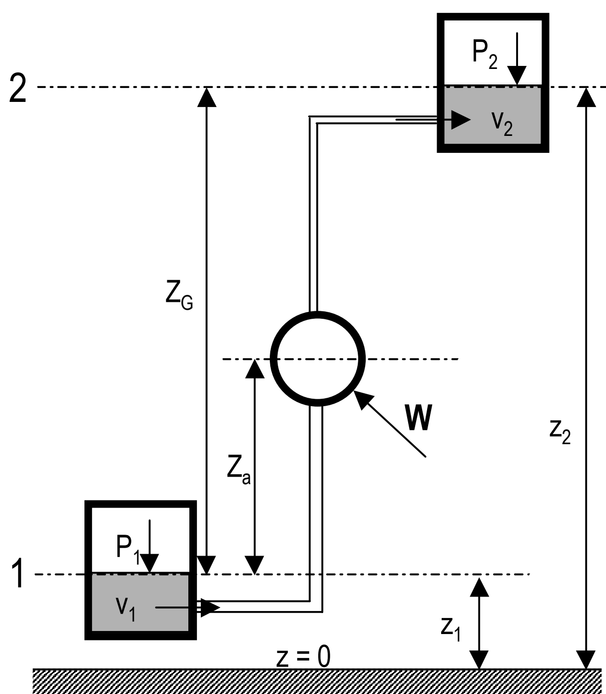


Fig. 3.2. Schemă pentru calculul înălțimii manometrice şi al înălțimii de aspirație

Sensul fizic al acestei mărimi este echivalentul în presiune (înălțime coloană de lichid) a energiei care trebuie transferată fluidului de către pompa sau grupul de pompe care deservesc sistemul. Pentru un sistem ca acela din fig. 3.2, pompa va trebui să transfere lichidului energia necesară trecerii sale din vasul inferior în cel superior, adică:

- energia necesară măririi vitezei lichidului de la valoarea v_1 la intrare în conducta de aspirație la valoarea v_2 la ieşire din conducta de refulare. Dacă ambele conducte au acelaşi diametru interior, viteza lichidului în conducta de aspirație va fi tot v_2;
- energia necesară măririi presiunii statice a lichidului de la valoarea P_1, deasupra lichidului în spațiul de aspirație, la valoarea P_2, deasupra lichidului în spațiul de refulare;
- energia necesară ridicării lichidului de la cota z_1 la cota z_2;
- energia necesară învingerii rezistențelor prin frecare şi a rezistențelor hidraulice locale pe traseul pe care se deplasează lichidul.

Pentru sistemul din fig. 3.2, ecuația (3.13) capătă forma:

$$Z_m = z_2 - z_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_{fr}}{\rho \cdot g} \tag{3.14}$$

în care diferența:

$$Z_G = z_2 - z_1 \tag{3.15}$$

poartă denumirea de **înălțime geometrică** şi este înălțimea pe verticală până la care trebuie ridicat lichidul. Această înălțime depinde de modul în care sunt amplasate utilajele.

Dacă unei pompe în funcțiune i se măsoară presiunea statică a lichidului la intrarea în pompă, P_a, presiunea statică a lichidului la ieşirea din pompă, P_r, diferența pe verticală între punctele de măsură a presiunilor,Z_0, viteza lichidului la intrarea în pompă, v_a şi viteza medie a lichidului la ieşire din pompă, v_r, energia transferată efectiv lichidului se poate scrie, în termeni de înălțimi:

$$Z_{me} = \frac{P_r - P_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2 \cdot g} + Z_0 \tag{3.16}$$

unde Z_{me} este **înălțimea manometrică efectivă** a pompei. Aceasta nu conține termenul corespunzător energiei transferate lichidului pentru învingerea frecărilor şi şocurilor acestuia în corpul pompei. Luând în considerare această energie prin termenul ΔP_p, ecuația (3.16) devine:

$$Z_{mt} = \frac{P_r - P_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2 \cdot g} + Z_0 + \frac{\Delta P_p}{\rho \cdot g} \tag{3.17}$$

în care Z_{mt} poartă denumirea de **înălțime manometrică teoretică** a pompei. Raportul dintre înălțimea manometrică efectivă şi înălțimea manometrică teoretică poartă denumirea de **randament hidraulic** al pompei, η_h:

$$\eta_h = \frac{Z_{me}}{Z_{mt}} \quad (3.18)$$

3.2.2.3. ÎNĂLȚIMEA DE ASPIRAȚIE

Această mărime este deosebit de importantă pentru amplasarea pompei în sistemul pe care îl deserveşte. Pentru calculul înălțimii de aspirație, Z_a, se scrie bilanțul energetic între nivelul lichidului în rezervorul de aspirație (punctul 1 din fig. 3.2) şi cota axului racordului de aspirație (centrul pompei din fig. 3.2):

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_{asp}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{asp}^2}{2 \cdot g} + \left(Z_a + z_1\right) + \frac{\Delta P_{fasp}}{\rho \cdot g} \quad (3.19)$$

în care P_{asp} este presiunea statică a lichidului în corpul pompei când se realizează aspirația; v_{asp} este viteza medie de deplasare a lichidului în corpul pompei, iar ΔP_{fasp} reprezintă pierderea de presiune prin frecare şi rezistențe locale pe porțiunea dintre spațiul de aspirație şi intrarea în pompă.

Dacă spațiul de aspirație este deschis, P_1 este tocmai presiunea barometrică P_b exercitată la suprafața lichidului. Aceasta este funcție de altitudinea amplasamentului (tab. 3.1).

Tab. 3.1.Dependența presiunii barometrice de altitudine

Altitudinea [m]	-600	0	+100	200	300	400	500	600	700	800	1000	1500
Presiunea barometrică [Pa.10^{-4}]	11,08	10,1	10,0	9,92	9,81	9,60	9,50	9,40	9,32	9,20	9,02	8,45

Presiunea P_{asp} a lichidului în corpul pompei când se realizează aspirația, nu trebuie să fie mai mică decât presiunea de vapori a lichidului, P_{vap} la temperatura la care se face aspirația (tab. 3.2). În caz contrar, o parte din lichidul aspirat se poate transforma în vapori, ducând la apariția fenomenului nedorit de cavitație.

Tab. 3.2.Dependența presiunii de vapori a apei de temperatură

Temperatura [K]	278	283	293	303	313	323	333	343	353	363	373
Presiunea de vapori [Pa.10^{-4}]	0,088	0,118	0,235	0,422	0,736	1,226	1,98	3,11	4,72	7,00	10,12

Înlocuind în (3.19) P_1 cu P_b şi P_{asp} cu P_{vap} şi explicitând înălțimea de aspirație, se obține:

$$Z_a = \frac{P_b}{\rho \cdot g} - \frac{P_{vap}}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta P_{fasp}}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_{asp}^2}{2 \cdot g} \quad (3.20)$$

De obicei, termenul cinetic din (3.20) are valoare mică şi poate fi neglijat. În practică, înălțimea de aspirație se calculează din condiția derivată din ecuația (3.20):

$$Z_a \le \frac{P_b - P_{vap} - \Delta P_{fasp}}{\rho \cdot g} \quad (3.21)$$

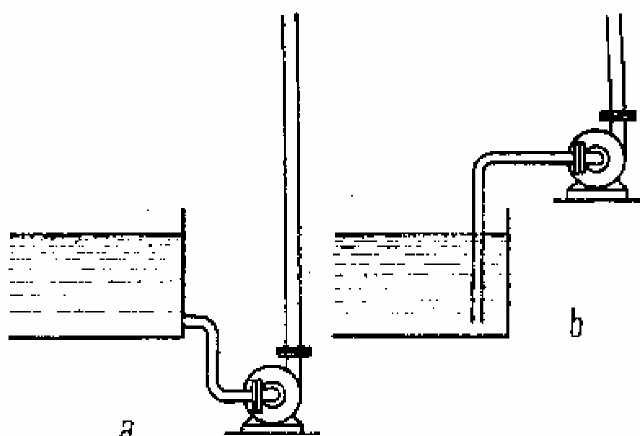


Fig. 3.3. Poziția pompelor în raport cu rezervorul de aspirație: a – sub nivelul rezervorului; b – deasupra rezervorului

Pentru majoritatea lichidelor, când aspirația se face la 288 – 293 K, înălțimea de aspirație este mai mică de 6 m. Dacă în condițiile în care se face aspirația rezultă din calcul $Z_a < 0$, pompa se va amplasa sub nivelul lichidului din vasul de aspirație (fig. 3.4 a), pentru ca lichidul să curgă liber în pompă.

Când lichidul se găseşte la nivel mai adânc decât înălțimea de aspirație, se folosesc pompe speciale (numite pompe submersibile sau pompe imersate) cu electromotorul închis etanş, introdus împreună cu pompa în lichid.

La capătul conductei de aspirație se montează un sorb cu supapă. Capătul inferior al conductei trebuie să fie la cel puțin 0,5 m sub nivelul apei din rezervor şi la cel puțin 0,5 m distanță de fund.

3.2.2.4. PUTEREA ŞI RANDAMENTUL

Puterile şi randamentele definite pentru un agregat de pompare rezultă din schema redată în fig.3.4., unde:

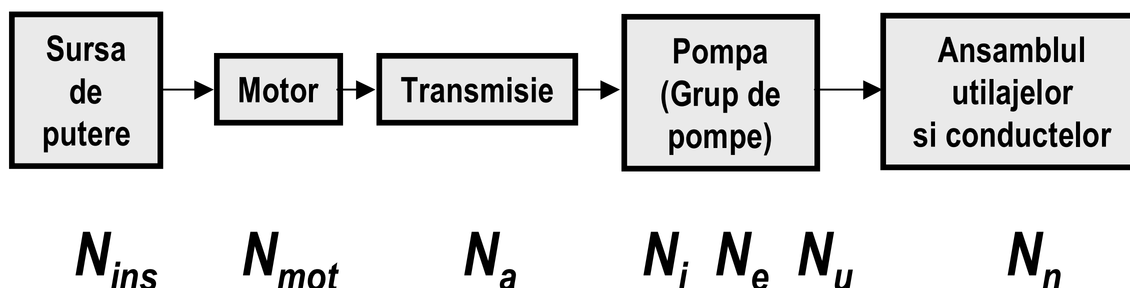


Fig. 3.4. Schema pentru definirea puterilor şi randamentelor unui agregat de pompare

N_{ins} este puterea instalată a sistemului de acționare; N_{mot} este puterea motorului; N_a este puterea de antrenare; N_i este puterea indicată; N_e este puterea efectivă; N_u este puterea utilă, iar N_n este puterea necesară. Raportând două câte două puterile menționate mai sus, se definesc următoarele randamente:

- **randamentul transmisiei** dintre motor şi pompă, $\eta_{tr} = N_a/N_{mot}$. Acesta ține seama de pierderile de energie determinate de sistemul de transmisie;
- **randamentul mecanic al pompei**, $\eta_m = N_i/N_a$, ține seama de pierderile de energie datorate frecării subansamblurilor în mişcare (arbore şi lagăre, piston şi cilindru, supape şi ghidaje, rotor şi carcasă, etc.);

- **randamentul hidraulic al pompei**, $\eta_h = N_e/N_i$, ține seama de pierderile de energie prin frecarea şi şocurile lichidului în pompă;
- **randamentul volumic al pompei**, η_V , definit prin ecuația (3.18) ține seama de consumul suplimentar de energie pentru a acoperi pierderile de debit. Se poate scrie şi: $\eta_V = N_u/N_e$;
- **randamentul total al pompei**, η_p, este dat de produsul dintre randamentul mecanic, hidraulic şi volumic al pompei: $\eta_p = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_V$;
- **randamentul total al agregatului de pompare**, η_T, se calculează ca produs între randamentul pompei, randamentul transmisiei şi randamentul motorului: $\eta_T = \eta_p \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{mot}$.

Puterea necesară se calculează pe baza înălțimii manometrice şi a debitului volumic (m_V) de lichid transportat prin sistem:

$$N_n = \frac{Z_m \cdot \rho \cdot g \cdot m_V}{1000} \quad [\text{kW}] \tag{3.22}$$

Puterea de antrenare se calculează după alegerea pompei, ținând cont de debitul volumic real (m_V), înălțimea manometrică efectivă (Z_{me}) şi randamentul η_p:

$$N_a = \frac{Z_{me} \cdot \rho \cdot g \cdot m_V}{1000 \cdot \eta_p} \quad [\text{kW}] \tag{3.23}$$

Dacă pompa aleasă nu satisface condiția ca $Z_{me} \geq Z_m$ şi/sau cerințele de debit, atunci fie se leagă în serie sau în paralel mai multe pompe, fie se alege un alt tip de pompă.

Puterea motorului se calculează luând în considerare randamentul total al agregatului de pompare:

$$N_{mot} = \frac{Z_{me} \cdot \rho \cdot g \cdot m_V}{1000 \cdot \eta_T} \quad [\text{kW}] \tag{3.24}$$

Puterea instalată este mai mare decât puterea motorului, pentru a asigura o rezervă în caz de supraîncărcare:

$$N_{ins} = \beta \cdot N_{mot} \quad [\text{kW}] \tag{3.25}$$

unde β este un coeficient de siguranță supraunitar, denumit **factor de instalare**. Acesta se alege în funcție de puterea necesară (tab. 3.3).

Tab. 3.3.Dependența factorului de instalare de puterea necesară

Puterea necesară [kW]	< 1	1 - 5	5 – 50	> 50
Factor de instalare β	2 – 1,50	1,50 – 1,20	1,20 – 1,15	1,10

3.2.3. POMPE PENTRU LICHIDE

3.2.3.1. CLASIFICAREA POMPELOR PENTRU LICHIDE

Datorită condițiilor foarte diverse de funcționare, la ora actuală există un număr foarte mare de tipuri de pompe, fiecare tip răspunzând unor necesități tehnico-economice specifice. Condițiile de funcționare țin seama de proprietățile lichidului (viscozitate, densitate, impurități, agresivitate mecanică şi chimică, inflamabilitate) şi de condițiile procesului: debit, presiune, temperatură, regim continuu sau discontinuu.

Este dificil de găsit un criteriu unic de clasificare a pompelor fără dezavantajul introducerii unui număr mare de grupuri de pompe. Marea majoritate a lucrărilor de specialitate adoptă criteriul constructiv pentru clasificarea pompelor pentru lichide.

Din punct de vedere constructiv, pompele pentru lichide pot fi împărțite în:

1. pompe fără elemente mobile

2. pompe având organe principale în mişcare:

2.1. pompe volumice:

2.1.1. pompe cu mişcări alternative (pompe cu piston);

2.1.2. pompe rotative;

2.2. pompe centrifuge.

Deşi pompele centrifuge sunt tot pompe rotative, ele au fost trecute într-o categorie separată, din cauza marii lor importanțe, precum şi datorită faptului că principiul lor de funcționare este total diferit de cel al pompelor rotative.

3.2.3.2. POMPE FĂRĂ ELEMENTE MOBILE

3.2.3.2.1. Sifonul

Sifonul este în principiu o țeavă – din sticlă, metal, material plastic – îndoită sub formă de **U**. El serveşte la transvazarea lichidelor de la un nivel superior la unul inferior, până la egalizarea celor două nivele (fig. 3.5).

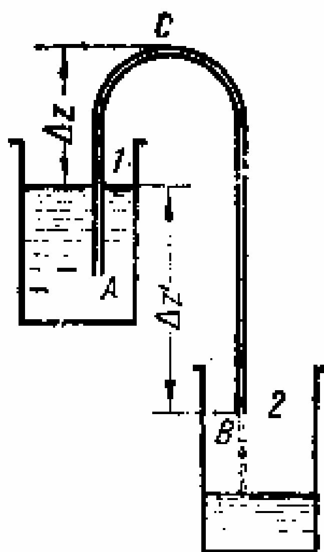


Fig. 3.5. Principiul sifonului

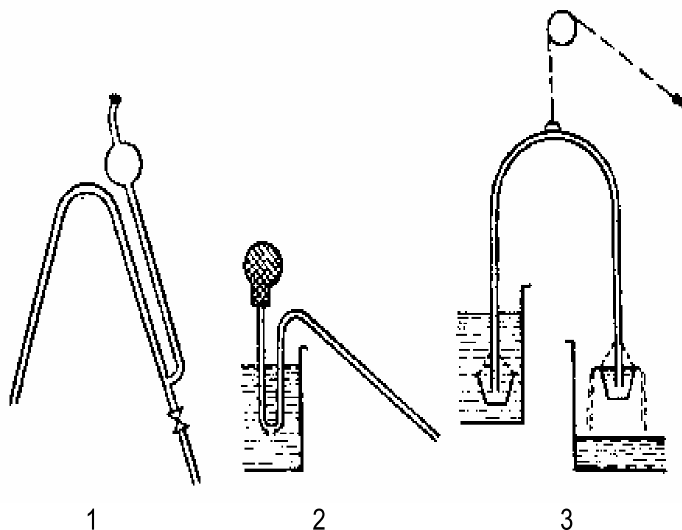


Fig. 3.6. Sifoane fără amorsare directă:
1 – cu tub lateral; 2 – cu pară de cauciuc; 3 – cu saboți

Pentru a funcționa, sifonul trebuie să fie amorsat. Amorsarea se face prin umplerea sifonului cu lichidul de transvazat sau cu un alt lichid, dacă amestecarea celor două lichide nu este dăunătoare. Necesitatea amorsării este principalul dezavantaj al sifonului şi de aceea există multe soluții constructive care evită amorsarea directă (fig. 3.6).

O a doua condiție de funcționare este ca presiunea în punctul cel mai înalt (punctul **C**) al sifonului să fie superioară presiunii de saturație a lichidului la temperatura de lucru.

Aplicând ecuația *Bernoulli* pe porțiunea **AC** a sifonului din fig. 3.5, se obține:

$$g \cdot \Delta z - \frac{v^2}{2} + \frac{P_1 - P_C}{\rho} - F = 0 \quad (3.26)$$

$$P_C = P_1 + \rho \cdot g \left(\Delta z - \frac{v^2}{2g} - f \right) > P_S \quad (3.27)$$

unde Δz este diferența de nivel dintre punctul **C** şi suprafața lichidului, v este viteza lichidului în sifon, P_1 este presiunea la suprafața lichidului, P_C este presiunea în punctul **C**, ρ este densitatea lichidului, F este energia de frecare pe unitatea de masă de lichid, $f = F/g$ este frecarea lichidului până în punctul **C** (inclusiv rezistența de la intrarea în sifon), P_S este presiunea de saturație a lichidului la temperatura de lucru.

Debitul sifonului se determină aplicând ecuația *Bernoulli* între punctele **1** şi **2**, de intrare, respectiv ieşire a lichidului din sifon:

$$g \cdot \Delta z' - \frac{v^2}{2} + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - F' = 0$$

$$v = \sqrt{2\left(g \cdot \Delta z' + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - F' \right)} \quad (3.28)$$

în care $\Delta z'$ este diferența de nivel între punctele **1** şi **2**, P_2 este presiunea în punctul **2**, F' este energia de frecare pe unitatea de masă între punctele **1** şi **2**, inclusiv rezistențele de la intrarea şi de la ieşirea din sifon.

Dacă presiunile în punctele **1** şi **2** sunt egale ($P_1 = P_2$) şi dacă se neglijează frecarea ($F' = 0$), ecuația (3.28 b) devine:

$$v = \sqrt{2g \cdot \Delta z'} \quad (3.29)$$

Analizând ecuația (3.29) se poate constata că în momentul în care nivelul lichidului este acelaşi în ambele rezervoare, adică $\Delta z' = 0$, viteza de curgere a lichidului prin sifon devine $v = 0$, deci debitul (conform ecuației debitului: $m_V = v \cdot \frac{\pi d^2}{4}$ unde d este diametrul interior al sifonului) devine şi el nul, respectiv funcționarea sifonului încetează.

În fig. 3.6 sunt redate câteva tipuri constructive de sifon care evită amorsarea directă.

Sifonul cu tub lateral de aspirație (fig. 3.6.1) se amorsează aspirând prin tubul lateral după ce robinetul de jos a fost închis; când lichidul a umplut ramura descendentă, se deschide robinetul.

Sifonul cu pară (fig. 3.6.2) se amorsează prin intermediul parei de cauciuc: când se strânge para, aerul iese prin țeava sifonului, iar când para se destinde, lichidul este aspirat prin orificiul practicat la partea inferioară a tubului în formă de **U**, umplând porțiunea scufundată în lichid a sifonului.

Sifonul cu saboți (fig. 3.6.3) este utilizat în industrie pentru transvazarea unor cantități mari de lichid. Țeava îndoită în formă de **U** are ramurile egale, extremitățile lor fiind cufundate în două recipiente (doi saboți). Când sifonul este coborât cu ajutorul unor scripeți astfel încât una din ramuri să fie afundată în lichid, sifonul intră în funcțiune dacă a fost în prealabil umplut cu lichid. Prin ridicarea sifonului curgerea lichidului încetează dar, atât sifonul cât şi cele două recipiente rămân pline, gata să funcționeze la o nouă afundare în lichid.

3.2.3.2.2. Montejusul

Montejusul este un utilaj static, cu funcționare intermitentă, utilizat pentru transvazarea unor fluide a căror agresivitate chimică este foarte mare. Pentru transvazare se foloseşte aerul comprimat (0,3 – 0,4 MPa) sau alt gaz inert. Aparatul redat în fig. 3.7 este prevăzut cu 3 deschideri: pentru introducerea lichidului, pentru introducerea aerului comprimat şi pentru evacuarea lichidului. Dacă lichidul intră prin cădere liberă, robinetul *3*, care face legătura cu atmosfera, este deschis; dacă umplerea se face sub vacuum, atunci, pe lângă robinetul *2*,

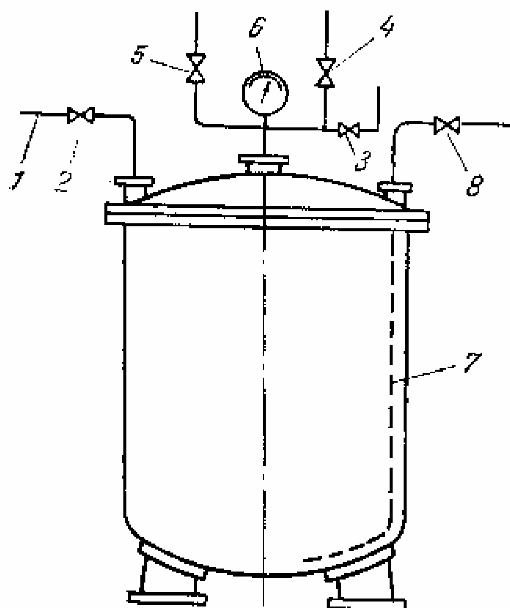


Fig. 3.7. Montejus

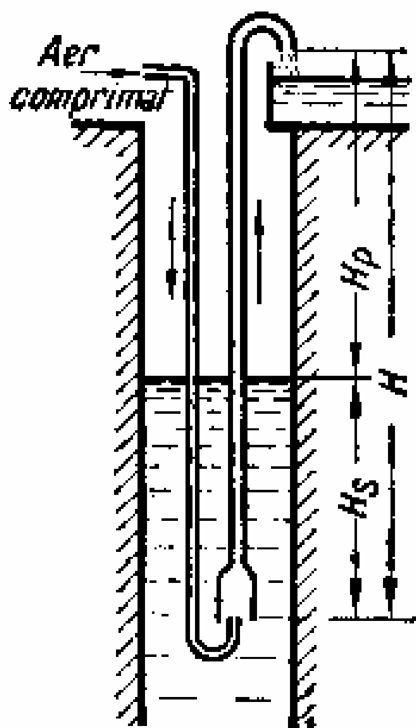


Fig.3.8. Principiul de funcționare al gaz-liftului

se deschide robinetul *4* de legătură cu pompa de vid, iar celelalte robinete sunt închise. Evacuarea lichidului prin conducta *7* se face cu gaz comprimat (uzual aer) închizând robinetele *2, 3* şi *4* şi deschizând robinetele *8* şi *5*. După golire se face aerisirea şi se reîncepe ciclul. În timpul manevrelor de umplere şi de evacuare, presiunea se urmăreşte la manometrul *6*.

Datorită funcționării discontinue, aceste aparate au productivități scăzute, randamente energetice scăzute (circa 25%), dimensiuni mari şi necesită multă manoperă în exploatare. Unde este posibil sunt înlocuite cu pompe centrifuge confecționate din materiale anticorozive.

3.2.3.2.3. Gaz-liftul

Numit şi **pompa Mammut**, acest aparat poate ridica lichide curate sau conținând materii fine în suspensie (nisip, nămol) sau chiar corpuri mari (sfecle întregi, de exemplu). Gaz-liftul utilizează un fluid motor, uzual aer comprimat, care, dispersat sub formă de bule în lichid, formează un sistem eterogen gaz – lichid a cărui densitate este mai mică decât densitatea lichidului. Dispersia de gaz în lichid se ridică prin țeava de refulare, afundată adânc în lichid, pe principiul vaselor comunicante.

În principiu, un gaz-lift (fig. 3.8) este alcătuit dintr-o țeavă de lungime H afundată pe porțiunea H_s în lichidul de pompat. La extremitatea inferioară a țevii intră o țeavă mai subțire prin care este adus aerul comprimat. Suspensia lichid – aer se ridică până la capătul superior al țevii de refulare dacă este îndeplinită condiția:

$$H \cdot \rho_m = H_s \cdot \rho_l = \left(H - H_p\right) \cdot \rho_l \qquad (3.30)$$

unde ρ_l şi ρ_m sunt respectiv densitatea lichidului şi densitatea suspensiei lichid –aer, iar $H_p = H - H_s$ este înălțimea de pompare.

Din ecuația (3.30) rezultă necesitatea afundării adânci a conductei de refulare:

$$H_s = H_p \cdot \frac{\rho_m}{\rho_l - \rho_m} \qquad (3.31)$$

Marea lungime de afundare a conductei de refulare, alături de randamentul total scăzut (între 36 şi 50 %) sunt principalele inconveniente în utilizarea acestor tipuri de pompe.

3.2.3.2.4. Injectoare şi ejectoare

Injectoarele sunt aparate care servesc la ridicarea şi transportul lichidelor, sau la pomparea lor într-un recipient sub presiune, folosind energia cinetică a unui fluid motor: abur, aer comprimat, apă sub presiune.

Ejectoarele au o construcție similară cu cea a injectoarelor, dar au rolul funcțional de a evacua un fluid dintr-o incintă.

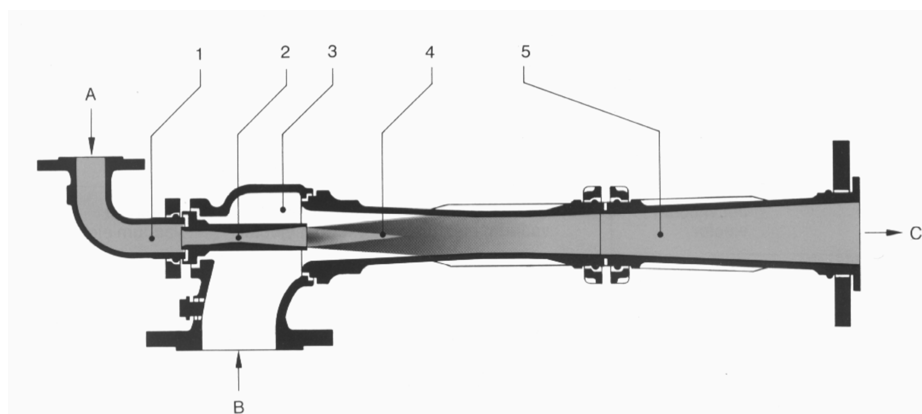


Fig. 3.9. Injector
1 – racord intrare fluid motor;
2 – duza;
3 - ajutaj de amestec;
4 – difuzor interior;
5 – difuzor exterior.

În injectorul redat în fig. 3.9, fluidul motor **A** intră prin racordul *1* în duza *2* unde energia de presiune este transformată în energie cinetică, străbate cu viteză mare ajutajul de amestec *3*, antrenând lichidul de pompat **B**; se formează un amestec între fluidul motor şi lichidul de pompat **C**, a cărui energie cinetică atinge valoarea maximă în gâtul injectorului; amestecul trece apoi în difuzorul interior *4* şi în difuzorul exterior *5*, unde energia cinetică este transformată treptat în energie de presiune.

Injectoarele sunt aparate ieftine şi sigure, transportă şi lichide cu materii în suspensie şi se pot construi din materiale anticorozive. Au dezavantajul că necesită debite mari de fluid motor şi au randament energetic scăzut (15 – 30%). Amestecarea lichidului de pompat cu fluidul motor poate deveni un avantaj atunci când, pe lângă pompare, este dorită şi încălzirea lichidului.

3.2.3.3. POMPE CU MIŞCĂRI ALTERNATIVE

Aceste pompe au ciclul de pompare în doi timpi:

- **Aspirația** (fig. 3.10 a): volumul camerei de pompare se măreşte prin deplasarea unui piston, a unui piston plonjor (plunger) sau a unei membrane; rezultă o depresiune care aspiră lichidul în pompă. Pentru ca în timpul aspirației să nu se aspire lichid în conducta de refulare, o supapă de refulare închide, în acest timp, conducta.
- **Evacuarea** (fig. 3.10 b): volumul camerei de pompare se micşorează prin împingerea, în sens invers, a pistonului, plungerului sau membranei; lichidul din cameră este evacuat în conducta de refulare, trecând prin supapa de evacuare, care în acest timp este deschisă. Pentru ca lichidul să iasă numai prin conducta de refulare, o supapă de aspirație închide conducta de aspirație în timpul evacuării.

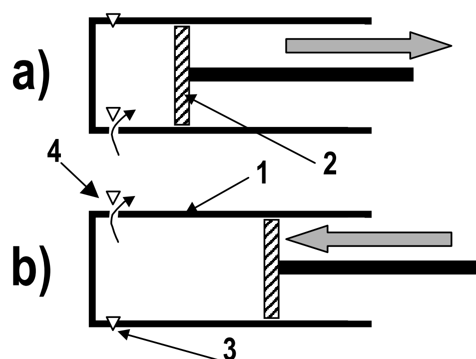


Fig. 3.10. Principiul de funcționare al pompelor cu mişcări alternative: a – aspirație; b – evacuare. 1 – cilindru; 2 – piston; 3 – supapa de aspirație; 4 – supapa de refulare

Închiderea şi deschiderea supapelor se face – de obicei – automat, prin jocul presiunilor din camera de pompare.

Pompele cu piston se utilizează în situaţiile în care trebuie transportate debite relativ reduse de lichid la presiuni ridicate.

3.2.3.3.1. Randamentul, debitul şi puterea pompelor cu mişcări alternative

Randamentul volumic este definit ca raportul dintre volumul de lichid pompat efectiv într-o cursă a pistonului şi volumul parcurs de piston în această cursă:

$$\eta_V = \frac{V_l}{V} = \frac{V_l}{l \cdot A} = 4\frac{V_l}{\pi D^2 \cdot l} \tag{3.32}$$

unde V_l este volumul pompat de piston într-o cursă [m^3]; l – cursa pistonului [m]; A – aria secţiunii cilindrului [m^2]; D – diametrul cilindrului [m].

Randamentul volumic al acestor pompe variază între 0,97 – 0,99 la pompele mari, de execuţie foarte îngrijită, 0,94 – 0,98 la pompele mijlocii şi 0,85 – 0,94 la pompele mici.

Debitul volumic şi **debitul masic** sunt date de relaţiile:

$$\begin{aligned} m_V &= i \cdot l \cdot A \cdot n \cdot \eta_V \\ m_m &= i \cdot l \cdot A \cdot n \cdot \eta_V \cdot \rho = m_V \cdot \rho \end{aligned} \tag{3.33}$$

unde i = 1 sau 2 reprezintă numărul feţelor active ale pistonului, n este turaţia pompei, ρ este densitatea lichidului pompat şi η_V este randamentul volumic definit de ecuaţia (3.32).

Puterea necesară se poate determina din relaţiile:

$$N = \frac{m_V \cdot \Delta z}{\eta_T} \cdot \rho \cdot g = \frac{m_V \cdot W}{\eta_V \cdot \eta_m} \cdot \rho = \frac{V \cdot n \cdot i \cdot W}{\eta_V \cdot \eta_m} \cdot \rho = \frac{A \cdot l \cdot n \cdot i \cdot W}{\eta_V \cdot \eta_m} \cdot \rho = \frac{m_m \cdot W}{\eta_V \cdot \eta_m} \tag{3.34}$$

în care N reprezintă puterea pompei [W]; m_V – debitul volumic [m^3/s]; Δz – înălţimea geometrică de pompare [m]; W – energia totală de pompare pe unitatea de masă [m^2/s^2]; V – volumul parcurs într-o cursă a pistonului (plungerului, membranei) [m^3]; n – turaţia [s^{-1}]; i – 1 sau 2, numărul de feţe active ale pistonului; A – aria secţiunii cilindrului de pompare [m^2]; l – cursa pistonului [m]; m_m – debitul masic [kg/s]; η_T – randamentul total; η_V – randamentul volumic; η_m – randamentul mecanic.

3.2.3.3.2. Variaţia debitului pompelor cu mişcări alternative

Debitul pompelor cu mişcări alternative este pulsat şi întrerupt. În fig. 3.11 este redat modul în care rotaţia manivelei se transformă în mişcare alternativă (de du-te – vino), cu viteză neuniformă (sinusoidală) a pistonului.

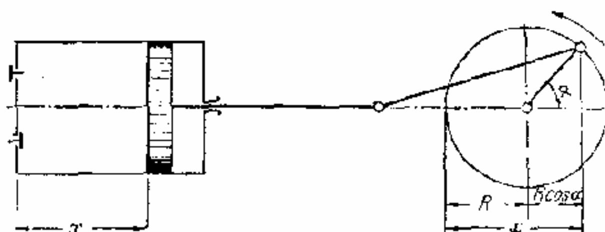


Fig. 3.11. Transformarea mişcării rotative, uniforme a manivelei în mişcare alternativă, neuniformă a pistonului

Cu notaţiile din figură se pot scrie următoarele relaţii:

$$x = r(1 + \cos\alpha) \tag{3.35}$$

$$dx = -R \cdot \sin\alpha \cdot d\alpha \tag{3.36}$$

$$dV = A \cdot dx = = AR \cdot \sin\alpha \cdot d\alpha \tag{3.37}$$

unde, pe lângă notațiile din figură, V este volumul debitat de pompă şi A este aria secțiunii cilindrului.

Deoarece rotația manivelei este uniformă cu viteza unghiulară ω se poate scrie:

$$\alpha = \omega \cdot t \tag{3.38}$$

t reprezentând timpul, iar:

$$m_V = \frac{dV}{dt} = \omega \cdot \frac{dV}{d\alpha} = \omega \cdot A \cdot R \cdot \sin\alpha \tag{3.39}$$

este **debitul volumic momentan** (instantaneu).

Debitul volumic maxim corespunde valorii maxime a lui sin α (pentru $\alpha = \pi/2$):

$$m_{V,\max} = \omega \cdot A \cdot R \tag{3.40}$$

Debitu volumic mediu se obține împărțind volumul V de lichid pompat în cursa utilă a pistonului (când α variază de la 0 la π):

$$V = A \cdot R \cdot \int_0^{\pi} \sin\alpha \cdot d\alpha = -(A \cdot R \cdot \cos\alpha)_0^{\pi} = 2A \cdot R \tag{3.41}$$

la durata unei rotații a manivelei:

$$t = \frac{2\pi}{\omega} \tag{3.42}$$

În aceste condiții, debitul volumic mediu este:

$$\overline{m}_V = \frac{2A \cdot R}{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{\omega \cdot A \cdot R}{\pi} = 0{,}138 \cdot m_{V,\max} \tag{3.43}$$

Ecuația (3.39) arată că debitul momentan al pompelor cu mişcări alternative cu simplu efect variază după o curbă sinusoidală (numai partea pozitivă a sinusoidei), având un maxim de ωAR pentru $\alpha = 2k\pi + \pi/2$, k fiind un număr întreg. În fig. 3.12 este redată fluctuația debitului pompelor în funcție de timp. La pompele cu simplu efect (fig. 3.12 a) debitul este pulsat şi întrerupt. La pompele cu dublu efect (fig. 3.12 b), debitul este pulsat dar neîntrerupt, atingând numai un moment valoarea zero; debitul mediu este $m_V = 0{,}636 m_{V,max}$ (dublu față de debitul mediu al pompelor cu simplu efect).

Pentru caracterizarea neuniformității debitului, s-a introdus **factorul de neuniformitate**, definit prin ecuația:

$$\delta = \frac{m_{V,\max} - m_{V,\min}}{\overline{m}_V} \tag{3.44}$$

în care: $m_{V,\max}, m_{V,\min}, \overline{m}_V$ sunt respectiv debitul maxim, minim şi mediu ale pompei.

În cazul pompelor cu simplu efect:

$$\delta = \frac{m_{V,\max} - 0}{0{,}318 m_{V,\max}} = 3{,}14 \tag{3.45}$$

iar în cazul pompelor cu dublu efect:

$$\delta = \frac{m_{V,\max} - 0}{0{,}636 m_{V,\max}} = 1{,}57 \tag{3.46}$$

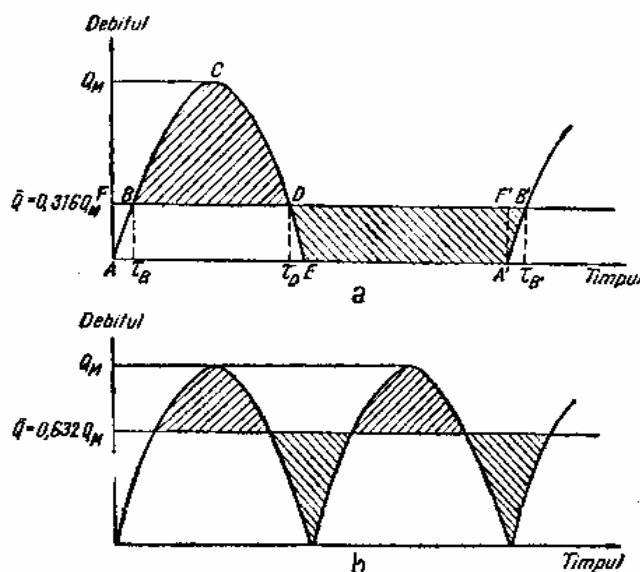


Fig. 3.12. Variația debitului pompelor cu mişcări alternative: a – pompe cu simplu efect; b – pompe cu dublu efect

3.2.3.3.3. Pompe cu piston

Aceste pompe sunt alcătuite din cilindrul (camera) de pompare, pistonul, canalele de aspirație şi de evacuare, supapele de aspirație şi de evacuare, sistemul de acționare.

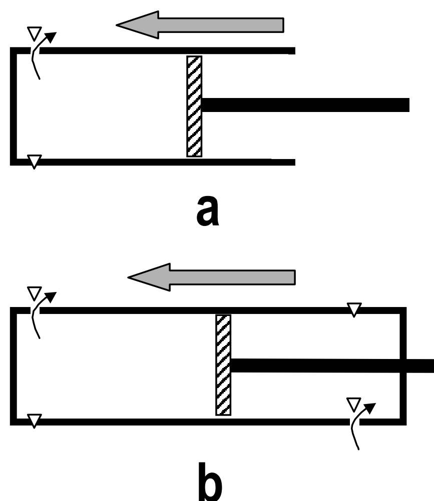


Fig. 3.13. Reprezentarea schematică a pompelor cu piston: a – pompă cu simplu efect; b – pompă cu dublu efect.

Pompele la care refularea se face numai la mişcarea pistonului într-un singur sens (pistonul are o singură față activă) se numesc cu **simplu efect** (fig. 3.13 a). Pompele la care refularea se face la fiecare cursă a pistonului (pistonul are două fețe active) se numesc cu **dublu efect** (fig. 3.13 b). Acestea din urmă sunt prevăzute cu câte două supape pentru aspirație şi două pentru refulare.

Mai multe pompe cu simplu sau dublu efect pot avea pistoanele în legătură cu un arbore cotit comun. Pentru uniformizarea debitului, cuplarea pistoanelor pe arbore se face cu un decalaj de 180^0, 120^0 sau 90^0, pompele numindu-se respectiv **duplex** (cu doi cilindri dispuşi la 180^0), **triplex** (cu trei cilindri dispuşi la 120^0), **cvadruplex** (cu patru cilindri dispuşi la 90^0).

Pompele cu piston sunt acționate de maşini de abur, electromotoare cu reductor de turație sau prin transmisii cu curele. Pentru reglarea debitului există următoarele posibilități:

a) variația turației electromotorului de antrenare;
b) variația cursei pistonului;
c) variația admisiei aburului, când pompa este acționată de o maşină de abur;
d) deschiderea unui ventil pe o conductă de ocolire (by-pass).

La aceste pompe nu se poate regla debitul prin închiderea unui ventil pe conducta de refulare, existând pericolul spargerii pompei.

Turația pompelor cu piston se alege în funcție de lungimea cursei pistonului: pentru curse sub 300 mm turația se alege între 60 – 160 rot/min (în mod excepțional 250 rot/min), iar pentru curse mai mari de 300 mm turația se alege astfel încât viteza medie a pistonului să fie de aproximativ 0,5 m/s.

3.2.3.3.4. Pompe cu piston plonjor

Un inconvenient important al pompelor cu piston este etanşarea interioară între piston şi peretele cilindrului; pentru remedierea unei etanşări defectuoase este necesară demontarea pompei; tot datorită etanşării interioare, pompele cu piston nu pot fi utilizate pentru lichidele cu conținut de materiale solide în suspensie. Aceste inconveniente dispar în cazul pompelor cu piston plonjor (pompe cu plunger).

Plungerul este un corp cilindric, care prin volumul său relativ mare înlocuieşte pistonul în rolul de mărire/micşorare alternativă a volumului liber al camerei de pompare. Etanşarea se realizează printr-o cutie de etanşare, montată în corpul cilindrului, uşor de strâns sau de schimbat garnitura, din exterior. Un alt avantaj al acestor pompe este că supapele pot fi montate oriunde pe peretele camerei de pompare.

În fig. 3.14 sunt redate câteva tipuri caracteristice de pompe cu plunger.

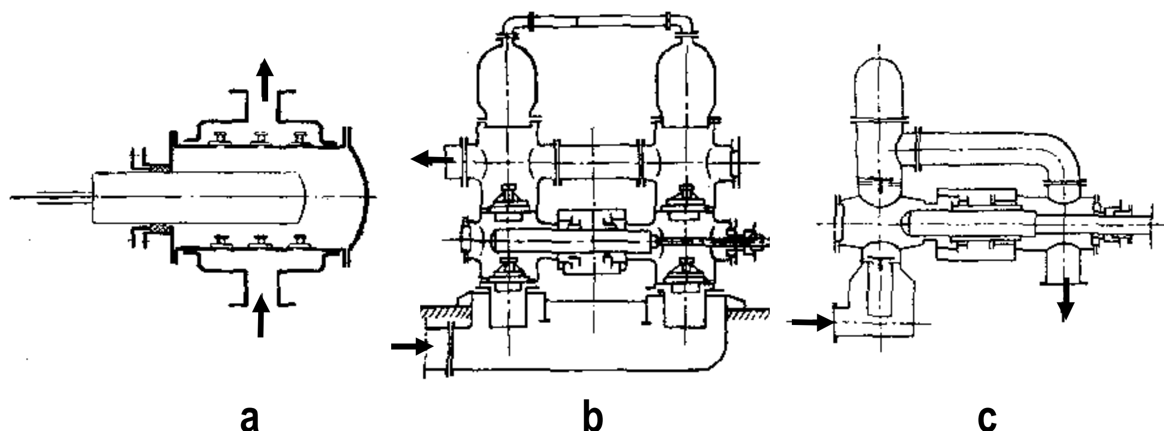


Fig. 3.14. Pompe cu piston plonjor:
a – pompă cu simplu efect; b – pompă cu dublu efect; c – pompă diferențială

3.2.3.3.5. Pompe cu piston lichid

Aceste pompe (fig. 3.15) sunt utilizate pentru pomparea, pe distanțe mici, a lichidelor corozive. Pistonul (plungerul) şi camera de pompare sunt protejate de acțiunea corozivă a lichidului pompat printr-o pernă de lichid protector (ulei de parafină, de exemplu) necoroziv şi nemiscibil cu lichidul pompat.

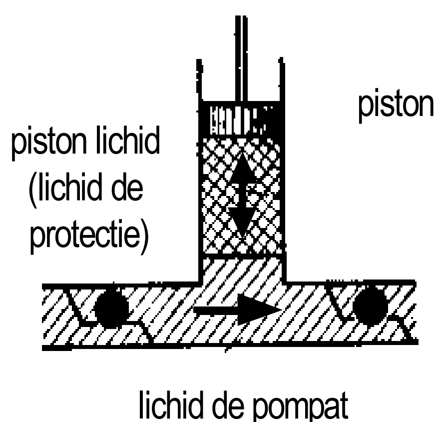


Fig. 3.15. Principiul pompelor cu piston lichid

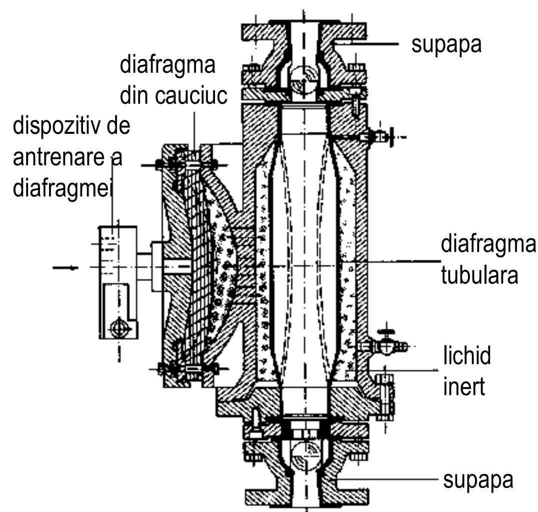


Fig. 3.16. Pompă cu diafragmă

3.2.3.3.6. Pompe cu diafragmă

Tot în scopul protejării pistonului de acțiunea corozivă sau abrazivă a lichidului pompat se construiesc pompele cu diafragmă. Constructiv, aceste pompe se aseamănă cu pompele cu piston lichid, cu deosebirea că

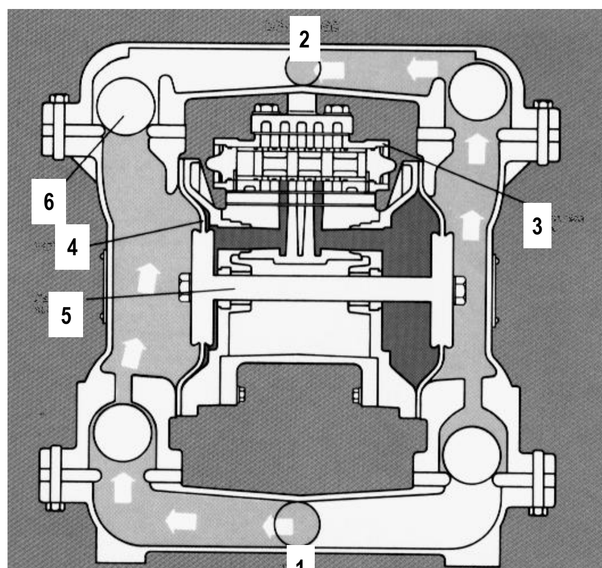


Fig. 3.17. Pompă cu diafragmă cu dublu efect
1 – aspirație; 2 – evacuare; 3 – valva distribuție aer; 4 – diafragme; 5 – ax; 6 – supape cu sferă

între piston şi lichidul pompat există o membrană flexibilă (din cauciuc, piele, teflon sau alte materiale elastice), prin a cărei mişcare se poate mări şi micşora alternativ camera de pompare (fig. 3.16). Singurele piese mobile aflate în contact cu lichidul pompat sunt supapele, acestea putând fi special proiectate pentru a face față agresivității lichidului pompat. Mişcarea diafragmei se poate realiza prin mijloace mecanice, cu ajutorul aerului comprimat, sau prin intermediul unui electromagnet.

Aceste pompe sunt folosite cu succes la transportul lichidelor nenewtoniene, în ciuda faptului că inițierea curgerii lichidelor pseudoplastice este mai dificilă. De asemenea, la pomparea suspensiilor lichidul este supus la o forfecare minimă. Pentru transportul fluidelor alimentare viscoase, sensibile la forfecare, precum şi pentru transportul suspensiilor abrazive se utilizează pompe cu diafragmă cu dublu efect (fig. 3.17). Aceste pompe sunt prevăzute cu două diafragme montate pe un ax comun care execută o mişcare alternativă fiind antrenat de un dispozitiv cu aer comprimat. Sistemul de supape cu sferă asigură închiderea alternativă a canalelor de admisie şi evacuare. Pompa debitează la fiecare cursă a pistonului, ca şi pompele cu piston cu dublu efect.

3.2.3.3.7. Pompe dozatoare

Aceste pompe sunt utilizate pentru livrarea unui debit cunoscut, exact şi constant de lichid, independent de variațiile de presiune în timpul exploatării. Astfel de pompe sunt acționate de motoare electrice cu turație constantă. Pentru debite mici şi presiuni ridicate se utilizează pompe cu plunger, în timp ce pentru debite relativ mari şi presiuni scăzute se utilizează pompe cu diafragmă. În ambele cazuri, reglarea debitului se face prin reglarea cursei pistonului. Un singur motor poate acționa mai multe astfel de pompe individuale care livrează lichide diferite în debite reglabile independent. Debitul lor poate fi variat de la zero la maxim, fie manual, fie automat. Pompele dozatoare sunt mult folosite atât în instalațiile pilot cât şi în instalațiile industriale pentru dozarea unor reactanți, inhibitori, catalizatori, aditivi, aromatizanți, etc.

3.2.3.4. POMPE ROTATIVE

În pompele de acest tip, transportul lichidului de la intrarea în pompă către ieşire, se face cu ajutorul unor subansamble care se rotesc etanş față de o carcasă. Aceste pompe sunt caracterizate prin: a – lipsa supapelor; b – presiuni mari la refulare, variind între 0,5 – 2,5 MPa (excepțional chiar 30 MPa); c – autoamorsare; d – independența debitului de presiune; e – dimensiuni reduse; f – ungerea se face, cel mai adesea, chiar de către lichidul transportat; g – posibilitatea transportului lichidelor având viscozități foarte mari, complet lipsite de fază solidă.

Ca şi în cazul pompelor cu mişcări alternative, debitul pompelor rotative se reglează prin variația turației sau printr-o conductă de ocolire (by-pass) cu robinet, nu printr-un ventil amplasat pe conducta de refulare.

Există o gamă constructivă foarte variată de pompe rotative, în continuare fiind prezentate tipurile reprezentative.

3.2.3.4.1. Pompe rotative cu tambur excentric

Acest tip de pompă (fig. 3.18) constă dintr-o carcasă cilindrică în care se roteşte, excentric şi etanş față de carcasă, un tambur. Acesta împinge lichidul dinspre deschiderea de intrare spre cea de ieşire. Spațiul cu presiune mică este despărțit de cel cu presiune ridicată printr-o lamă care, prin forța centrifugă sau printr-un arc, este apăsată continuu şi etanş pe peretele interior al tamburului; în lamă este şi deschiderea de evacuare a lichidului.

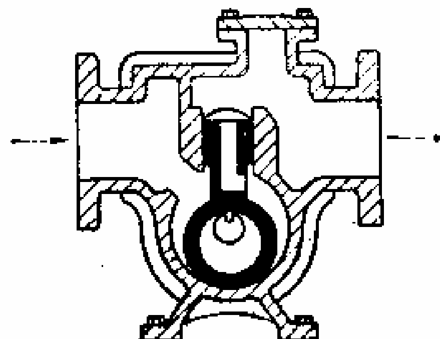


Fig. 3.18. Pompă rotativă cu tambur excentric

3.2.3.4.2. Pompe rotative cu palete

Pompele rotative cu palete au drept organ de lucru un rotor cu palete elastice (fig. 3.19 a), cu palete culisante (fig. 3.19 b) sau cu palete rabatabile (fig. 3.19 c).

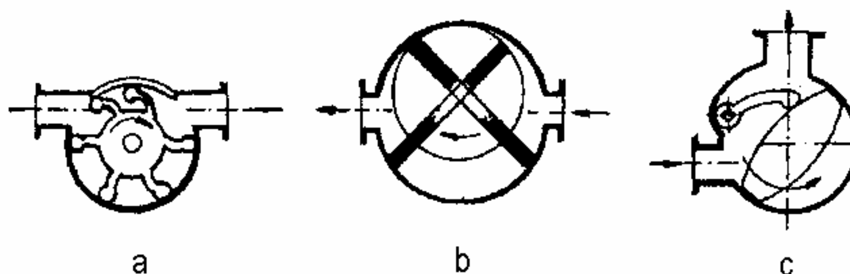


Fig. 3.19. Pompe rotative cu palete: a – elastice; b – culisante în rotor; c - rabatabile.

3.2.3.4.3. Pompe rotative cu angrenaje

Sunt cunoscute şi sub denumirea de **pompe cu roți dințate**.

Sunt alcătuite din doi cilindri dințați care angrenează exterior (fig. 3.20) sau interior (fig. 3.21), rotindu-se în sensuri contrare, etanş între ei şi față de carcasă.

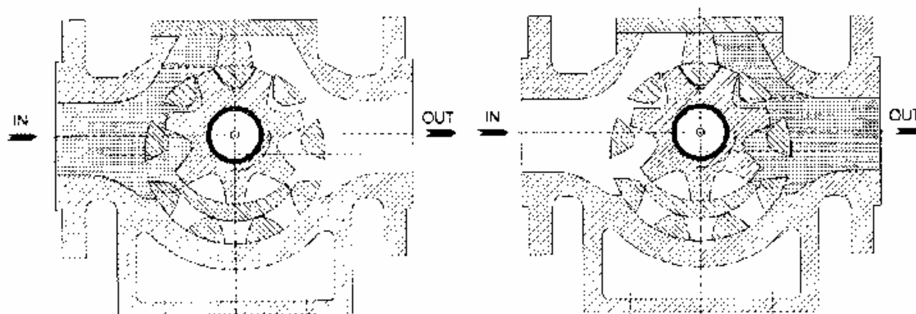


Fig. 3.20. Pompă cu roți dințate cu angrenare interioară

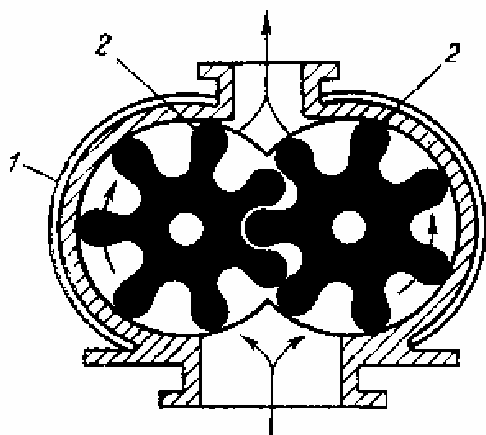


Fig. 3.21. Pompă cu roți dințate cu angrenare exterioară
1 – carcasă; 2 – roți dințate.

Unul din cilindri este acționat din exterior, celălalt fiind antrenat prin angrenare. Lichidul este transportat în spațiul dintre dinți şi peretele carcasei.

Se utilizează pentru transportul lichidelor cu viscozități foarte ridicate. Datorită spațiului redus dintre dinți, nu se pot utiliza în transportul suspensiilor.

Se construiesc astfel de pompe pentru o gamă largă de debite (0,6 - 250 l/min), presiuni (până la 1,5 MPa) şi temperaturi (până la 523 K).

În fig. 3.22 sunt redate caracteristicile unor pompe care transportă ulei cu viscozitatea de 35 cSt.

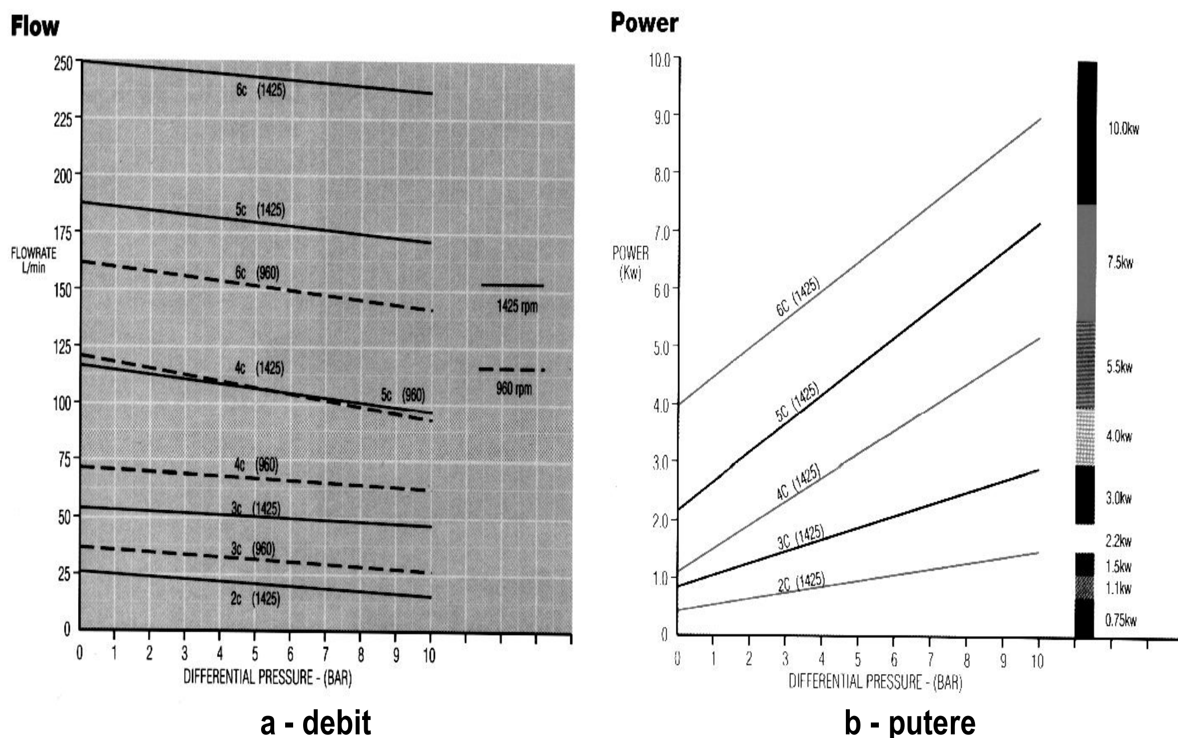


Fig. 3.22. Caracteristicile unor pompe cu roți dințate

3.2.3.4.4. Pompe rotative cu pistoane profilate

Modul de lucru şi caracteristicile acestor pompe (fig. 3.23) sunt asemănătoare celor ale pompelor cu roți dințate. În locul angrenajului, aceste pompe au două pistoane profilate care se rotesc în sens contrar. Lichidul este transportat în spațiul dintre piston şi carcasa pompei.

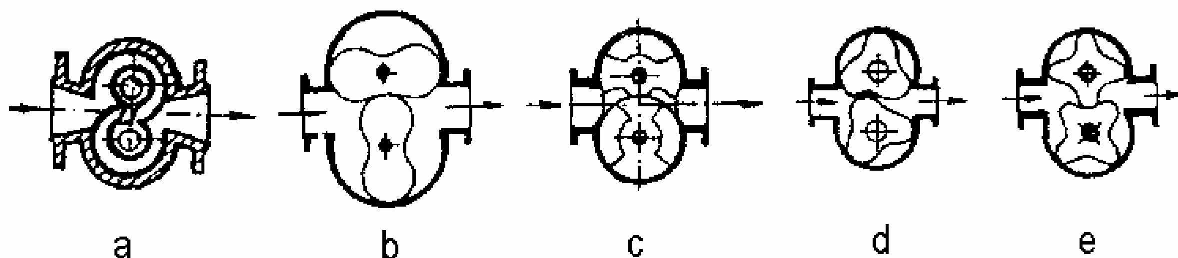


Fig. 3.23. Pompe rotative cu pistoane profilate:
a – cu o aripă; b, c – cu două aripi; d - cu trei aripi; e – cu patru aripi.

3.2.3.4.5. Pompe rotative cu rotor elicoidal

Principiul care stă la baza acestor pompe a fost descoperit în 1939 de către *René Moineau*. O parte din denumirile comerciale ale acestor pompe (MONO, MOYNO, NEMO, etc.) derivă de la numele inventatorului.

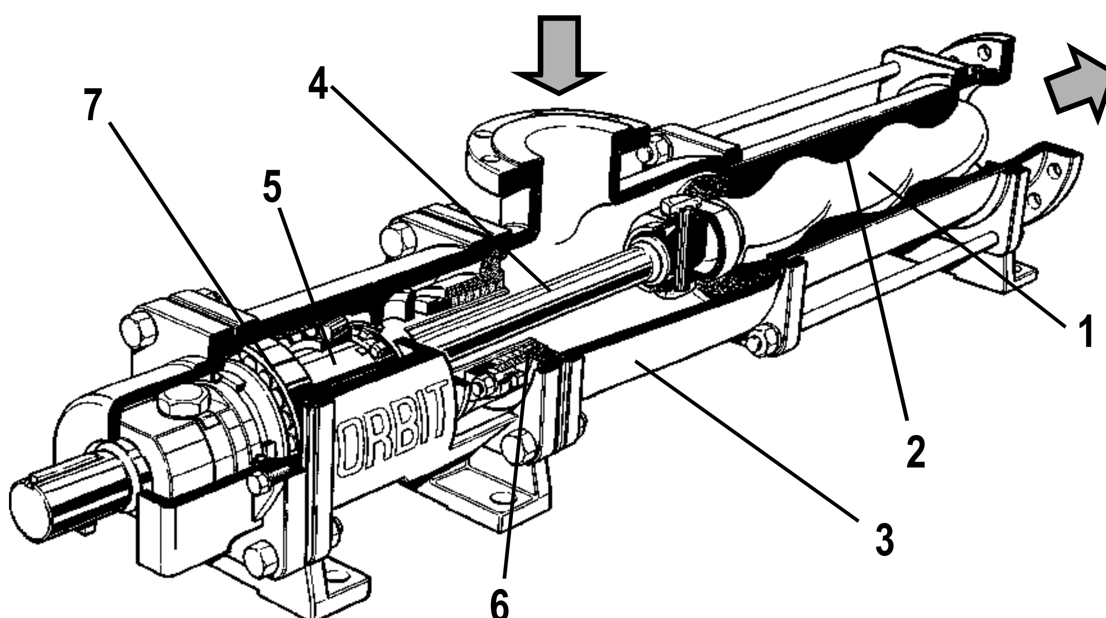


Fig. 3.24. Pompa cu rotor elicoidal:
1 – rotor; 2 – stator; 3 – carcasă; 4 – ax; 5 – cuplaj; 6 – etanşare; 7 - lagăre.

Principalele componente ale acestei pompe (fig. 3.24) sunt rotorul *1* şi statorul *2*. Rotorul elicoidal este confecționat din metal sau din materiale ceramice cu duritate ridicată. Statorul este confecționat dintr-un material elastic, astfel încât să se poată asigura etanşarea stator - rotor. Numărul de spire al statorului este jumătate din numărul de spire al rotorului. Pentru a se putea mişca în interiorul statorului, rotorul este montat excentric pe axul de acționare *4*, care execută o mişcare giratorie, generând o suprafață conică cu vârful foarte ascuțit. Prin această mişcare, în timpul învârtirii rotorului se închid între stator şi rotor porțiuni de lichid care sunt împinse şi

conduse de la intrare spre ieşirea din pompă. În fig. 3.25 este redat modul de deplasare al cavităților cu lichidul de pompat în funcție de poziția rotorului. Ansamblul rotor – stator poate fi realizat după diverse geometrii, după cum reiese din fig. 3.26.

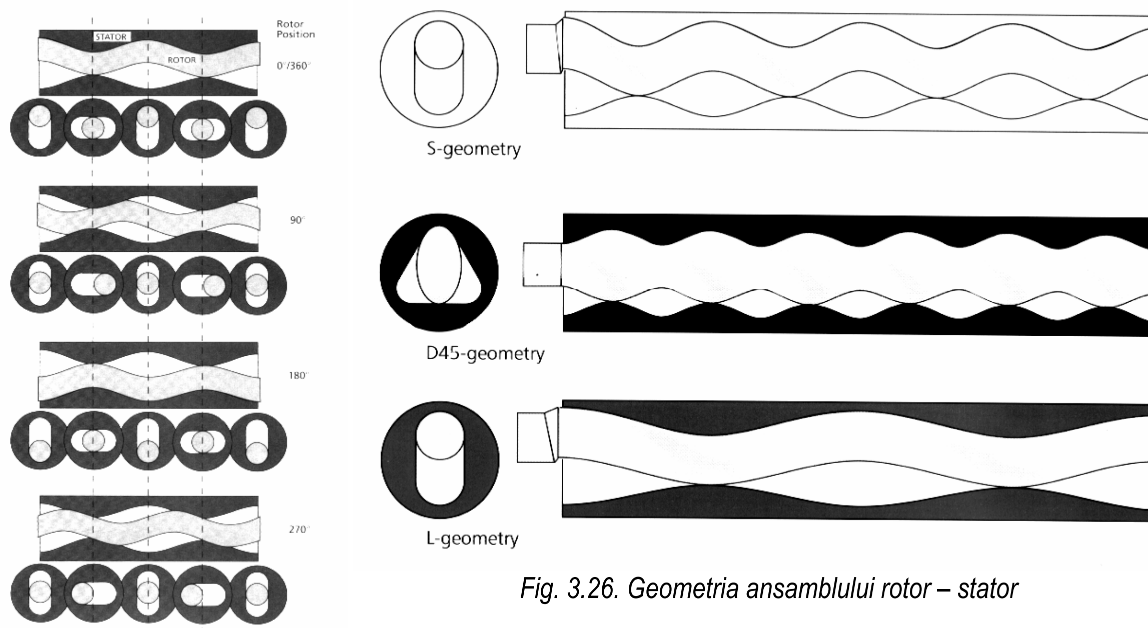


Fig. 3.26. Geometria ansamblului rotor – stator

Fig. 3.25. Deplasarea cavităților în funcție de poziția rotorului

Principalele avantaje ale acestor pompe sunt: a) posibilitatea cuplării directe a pompei la electromotor; b) debitarea continuă, fără pulsații; c) lipsa supapelor; d) posibilitatea pompării lichidelor foarte viscoase şi a suspensiilor fibroase şi grăunțoase; e) eroziunea redusă a statorului şi înlocuirea uşoară a acestuia; f) mersul liniştit, fără zgomot; g) posibilitatea amplasării orizontale sau verticale a rotorului. Au dezavantajul unui randament mecanic redus, şi este important ca ele să nu funcționeze în gol (fără lichid).

Pentru industria alimentară, cosmetică, farmaceutică, biotehnologii şi inginerie genetică se utilizează astfel de pompe realizate în construcție igienică şi aseptică, cu posibilități de cipare şi sipare. Pe lângă construcția standard se folosesc şi pompe prevăzute cu transportor elicoidal (fig. 3.27 a), cu buncăr de alimentare şi şnec (fig. 3.27 b) sau cu malaxor şi transportor elicoidal (fig 3.27 c).

Caracteristicile de performanță (debit volumic, respectiv înălțime manometrică) pentru aceste pompe se întind pe o plajă largă (fig. 3.28): debite de până la 100 m^3/h, înălțimi manometrice de până la 300 m.

Datorită faptului că debitul acestor pompe variază liniar cu turația rotorului, ele se utilizează ca pompe dozatoare de mare precizie şi acuratețe în sectorul medical şi farmaceutic, în industria produselor cosmetice şi a produselor alimentare.

Datorită avantajelor enumerate, pompele rotative elicoidale au o largă aplicabilitate în multe ramuri ale industriei alimentare, utilizându-se, printre altele, şi pentru: transportul şi dozarea grăsimilor, a pulpelor şi sucurilor de fructe, a reziduurilor de la prelucrarea fructelor, a diatomitului pentru filtrarea berii, a apelor de spălare cu conținut de frunze de la prelucrarea sfeclei şi a tăițeilor de sfeclă, pentru alimentarea cu suspensii a filtrelor presă, pentru transportul peştilor întregi (macrouri, sardele) sau a peştelui tranşat, a uleiului de peşte, a nămolului de la decantoare, centrifuge, separatoare, transportul şi dozarea mierii, marmeladei, gemurilor, îngheţatei, gelatinei, ciocolatei, umpluturilor de napolitane, etc.

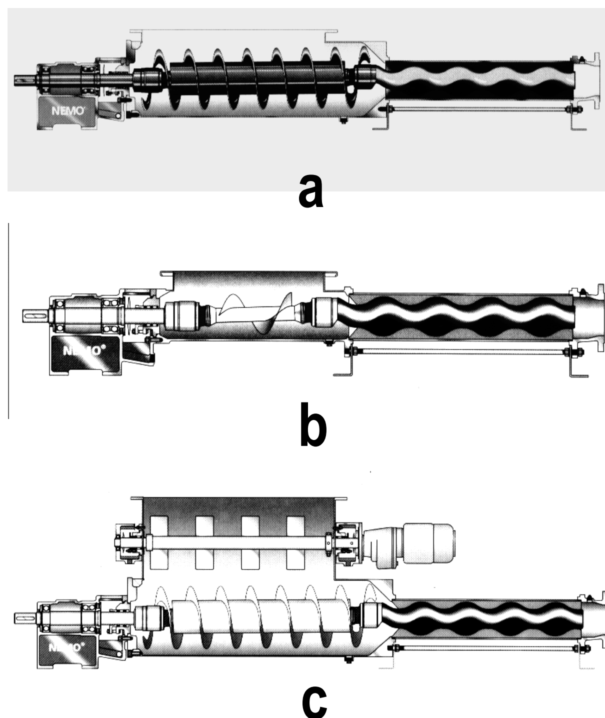


Fig. 3.27. *Variante constructive de pompe elicoidale: a - cu transportor elicoidal; b – cu buncăr de alimentare şi şnec; c - cu malaxor şi transportor elicoidal.*

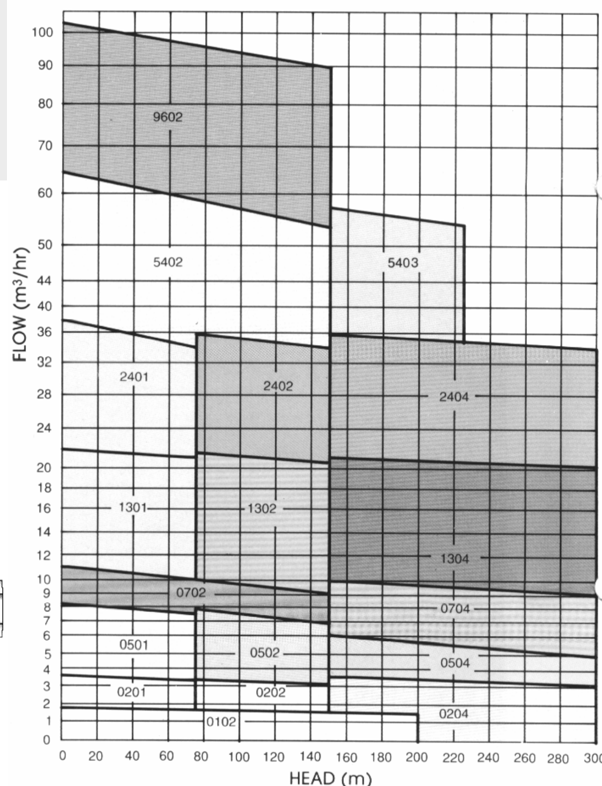


Fig. 3.28. Caracteristici de performanță ale pompelor rotative elicoidale

3.2.3.4.6. Pompe rotative cu şurub

O categorie importantă de pompe pentru manipularea lichidelor cu viscozitate foarte ridicată şi a pastelor este reprezentată de către **extruderul cu şurub** a cărui schemă de principiu este redată în fig. 3.29.

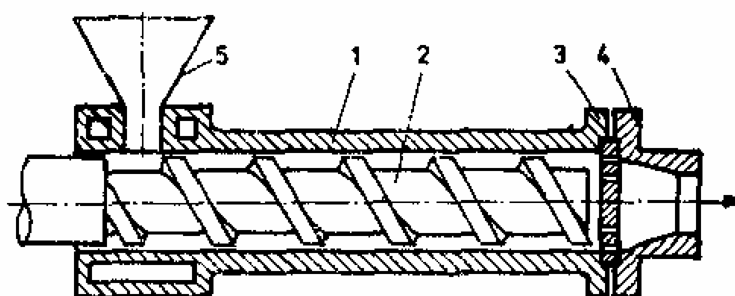


Fig. 3.29. Pompă rotativă cu şurub: 1 – cilindru; 2 – şurub elicoidal; 3 – placă cu orificii pentru uniformizarea curgerii; 4 – filieră; 5 – pâlnie de alimentare.

Extruderele se utilizează pentru fabricarea unor produse având secțiuni simple sau complexe (baghete, tuburi, etc.) din industriile de fabricare a pastelor făinoase, a materialelor plastice, a catalizatorilor, a unor produse ceramice, etc.

Curgerea se datorează forfecării suferite de material (lichid sau pastă) în canalul format între şurubul elicoidal şi corpul pompei.

3.2.3.4.7. Pompe peristaltice

Acestea sunt un tip special de pompe, în care un tub din cauciuc siliconic (sau alt material elastic), cu diametrul cuprins de obicei între 3 şi 25 mm, este presat de către rolele unui rotor triunghiular (fig. 3.30). Tubul este fixat pe un ghidaj curbat montat concentric cu rotorul triunghiular prevăzut cu cele trei role. Mişcarea rotorului face ca tubul elastic să fie presat succesiv de către role, fapt care duce la deplasarea lichidului din tub din zona de aspirație în zona de refulare. Debitul de lichid poate fi precis controlat prin intermediul turației rotorului.

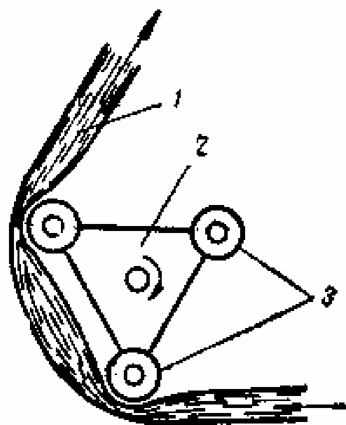


Fig. 3.30. Principiul de funcționare al pompei peristaltice: 1 – tub flexibil; 2 – rotor triunghiular; 3 – role presoare

Acest tip de pompă este utilizat în special pentru manipularea fluidelor biologice, care trebuiesc ferite de orice contact impurificator. În prezent se utilizează din ce în ce mai frecvent pentru pomparea emulsiilor, cremelor şi a altor materiale cu proprietăți reologice similare în instalații de laborator şi de microproducție în care este necesară evitarea contactului cu aerul sau cu alte surse de contaminare chimică, biologică şi bacteriologică. Debitele variază între 0,03 - 4 l/s, iar presiunile de refulare sunt cuprinse între 0,1 – 0,25 MPa. Construcțiile actuale, din tuburi turnate, cu pereți groşi, prevăzuți cu armatură, ajung la debite de până la 20 l/s şi presiuni de până la 1 MPa. Aceste pompe pot fi utilizate cu succes şi ca pompe dozatoare.

3.2.3.5. POMPE CENTRIFUGE

Pompele centrifuge au o largă răspândire în industriile de proces, fiind cele mai utilizate pompe din industria chimică şi din cea de prelucrare a petrolului. Sunt pompe frecvent folosite şi în ramurile industriei alimentare.

Într-o astfel de pompă lichidul este alimentat în centrul unui rotor care se învârte cu o viteză mare; forța centrifugă astfel creată împinge lichidul radial spre periferia rotorului (la pompele centrifuge radiale) sau în lungul axului pompei (la pompele centrifuge axiale). În acest fel energia mecanică disponibilă la ax este transferată lichidului sub formă de energie cinetică. Aceasta este treptat convertită în energie de presiune, pe măsură ce lichidul părăseşte rotorul.

3.2.3.5.1. Clasificarea pompelor centrifuge

Există două categorii principale de pompe centrifuge: a – pompe centrifuge radiale (tip volută sau cu stator) şi b – pompe centrifuge axiale (fig. 3.31).

Pompele centrifuge, radiale sau axiale, se pot clasifica funcție de numărul rotoarelor (existând pompe mono- şi multietajate), de forma rotorului, de forma şi poziția carcasei, de caracteristicile de operare, etc.

Mai cunoscute şi utilizate sunt pompele centrifuge tip volută. Schema de principiu a acestor pompe este redată în fig. 3.32. Caracteristic acestor pompe este faptul că rotorul refulează lichidul radial într-un canal de colectare spiral cu secțiune continuu crescătoare, construcție care uşurează convertirea energiei cinetice a lichidului în energie de presiune.

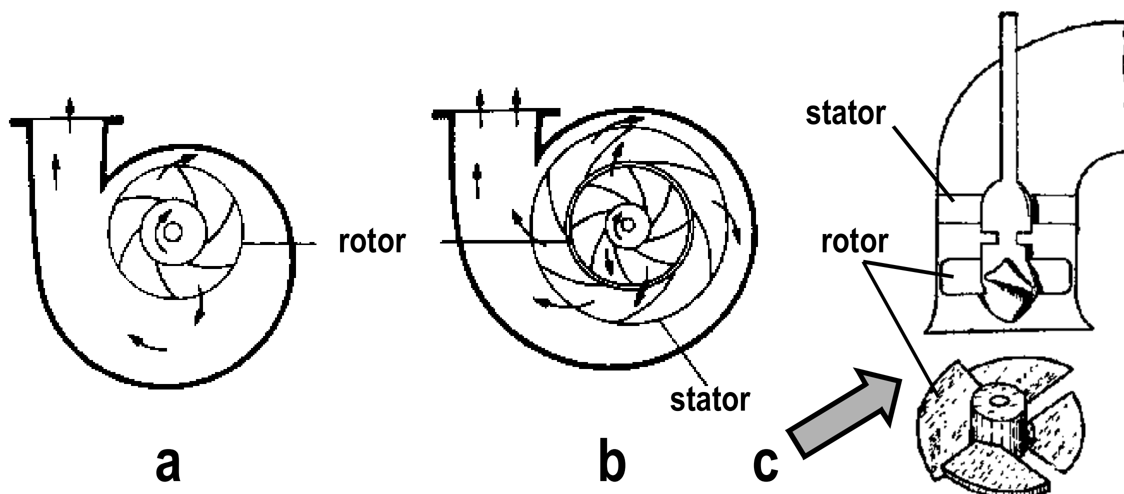


Fig. 3.31. Tipuri de pompe centrifuge
a – pompă centrifugă radială tip volută; b – pompă centrifugă radială cu stator; c – pompă centrifugă axială.

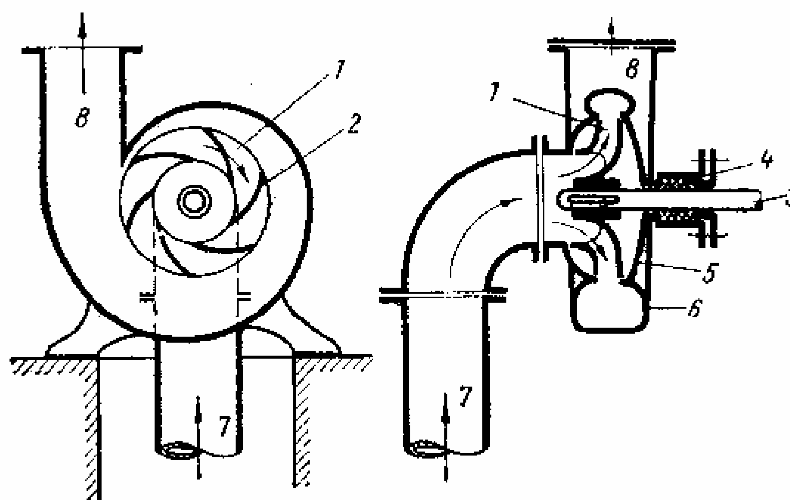


Fig. 3.32. Pompa centrifugă tip volută – schema de principiu
1 - rotor; 2 – palete; 3 – arbore; 4 – cutie de etanşare; 5 – carcasă;
6 – canal (melc) colector; 7 – racord de intrare; 8 – racord de ieşire

Rotorul *1* cu paletele *2* este învârtit cu turație mare de către arborele *3* cuplat la un electromotor, la o turbină sau la o transmisie cu curea. Rotorul este închis în carcasa *5*, prevăzută axial cu racordul de aspirație *7*. Arborele se sprijină pe unul sau două lagăre. Periferia carcasei formează canalul de colectare *6* – în formă de melc – care conduce lichidul către racordul de refulare *8* situat tangențial pe carcasă.

Rotorul acestor pompe este prevăzut cu un număr de 6 – 12 palete curbate care au rolul de a asigura o curgere cât mai netedă a lichidului. Rotoarele pot fi de tip închis (cu paletele aşezate între două discuri inelare), semiînchis (cu paletele amplasate pe un disc) sau deschis (fără discuri laterale) - fig. 3.33.

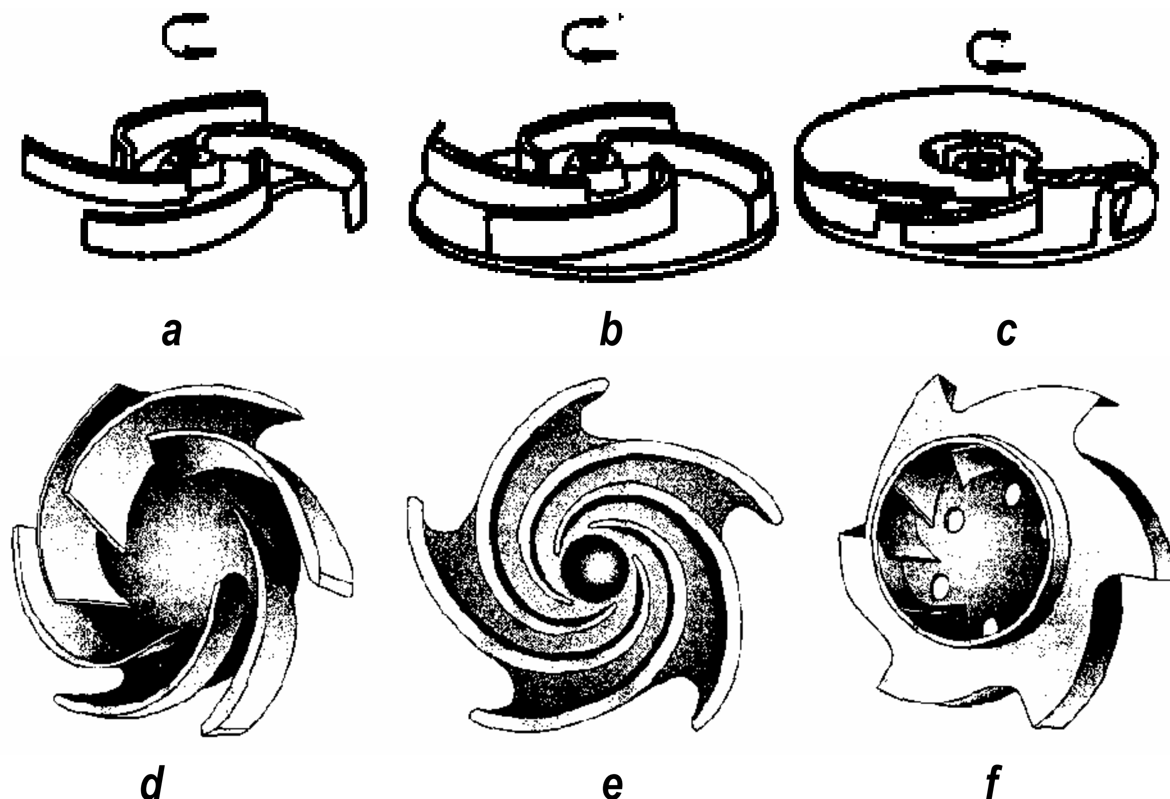


Fig. 3.33. Tipuri de rotoare:
a, d – rotor deschis; b, e – rotor semiînchis; c, f – rotor închis.

Rotoarele deschise sunt utilizate la pomparea lichidelor care conțin particule solide în suspensie, dar prezintă dezavantajul că necesită toleranțe mici între palete şi pereții carcasei. După cum lichidul este aspirat pe o singură latură sau pe ambele părți ale rotorului, există rotoare simple, cum sunt cele redate în fig. 3.33 şi rotoare cu dublă aspirație, cum este rotorul redat în fig. 3.34. Rotorul cu dublă aspirație este de fapt format din două rotoare simple, plasate spate în spate, prezentând avantajul că realizează o mai bună echilibrare axială a pompei, dar şi dezavantajul unei construcții mai complicate.

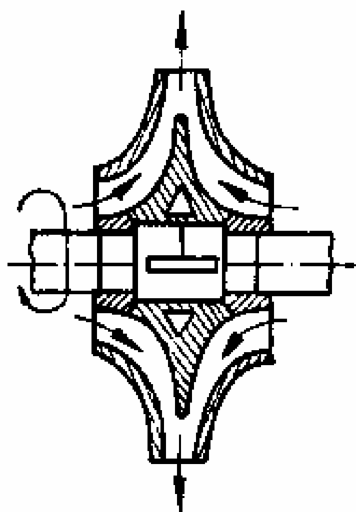


Fig. 3.34. Rotor cu dublă aspirație

Pompelor cu stator (fig. 3.31 b) le este caracteristică prezența între rotor şi carcasă a unui dispozitiv fix numit stator (difuzor), format din două inele paralele şi concentrice cu rotorul, al cărui spațiu este divizat de palete în canale care continuă oarecum drumul canalelor rotorului, dar în direcție opusă curburii acestora. Prezența acestui dispozitiv permite o curgere a lichidului mult mai controlată, asigură convertirea energiei cinetice în energie de presiune în mod treptat, determină pierderi de presiune mai mici la trecerea lichidului prin pompă şi respectiv un randament al pompei mai mare (uneori chiar peste 90%). De obicei, pompele cu stator sunt pompe multietajate.

Pompele axiale (fig. 3.31 c) au rotorul format din 4 – 6 palete răsucite în formă de elice, cu unghi de înclinare fix sau reglabil din exterior. Pomparea lichidului are loc ca urmare a acțiunii câmpului de forțe centrifugal (determinat de învârtirea rotorului), mişcării turbionare (creată de profilul paletelor) şi împingerii lichidului de către palete. Pompele axiale sunt prevăzute cu un stator format dintr-un număr de palete fixe care dau o direcție axială curentului de lichid, la ieşirea din rotor. Aceste pompe au avantajul că au diametrul mic şi capacitate relativ mare. Se caracterizează printr-o înălțime de aspirație mică (sunt foarte sensibile la aspirație) şi pot fi mono- sau multietajate.

3.2.3.5.2. Ecuația fundamentală a pompelor centrifuge

Se adaptează ecuația *Bernoulli* pusă sub forma:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + v_s(P_1 - P_2) + W - F = 0 \qquad (3.47)$$

pentru cazul particular al curgerii unui lichid prin canalul dintre două palete ale rotorului. Pentru simplificare, canalul este considerat în poziție orizontală, dar rezultatele sunt valabile şi pentru perechi de canale care au altă orientare, din cauza simetriei lor centrale.

Indicii *1* şi *2* se referă la capătul central şi, respectiv, la capătul periferic al canalului.

Diferența (z_1 – z_2) se anulează pentru canalul considerat orizontal.

Termenul $(v_1^2 - v_2^2)/2$ reprezintă diferența dintre energiile cinetice ale unității de masă de lichid în punctele *1* şi *2*. Vitezele v_1 şi v_2 sunt vitezele relative ale lichidului în raport cu canalul.

Presiunile P_1 şi P_2, practic egale cu cele de la intrarea şi ieşirea pompei, se deduc aplicând ecuația *Bernoulli* pentru conducta de aspirație (înălțimea z_s, viteza c_1) şi pentru cea de refulare (înălțimea z_p, viteza c_2). Pompele centrifuge se construiesc în aşa fel încât viteza din conducta de aspirație să fie egală cu cea de la intrarea în rotor, iar viteza de la ieşirea din rotor să fie egală cu cea din conducta de refulare. Neglijând frecarea pe aceste porțiuni de conductă şi considerând că pompa aspiră lichidul la presiunea atmosferică P_a şi îl refulează într-un alt rezervor tot la presiunea atmosferică (fig. 3.35), se obține:

- pentru conducta de aspirație:

$$-g \cdot z_s - \frac{c_1^2}{2} + v_s(P_a - P_1) = 0 \qquad (3.48)$$

- pentru conducta de refulare:

$$-g \cdot z_p - \frac{c_2^2}{2} + v_s(P_2 - P_a) = 0 \qquad (3.49)$$

Din aceste două ecuații rezultă:

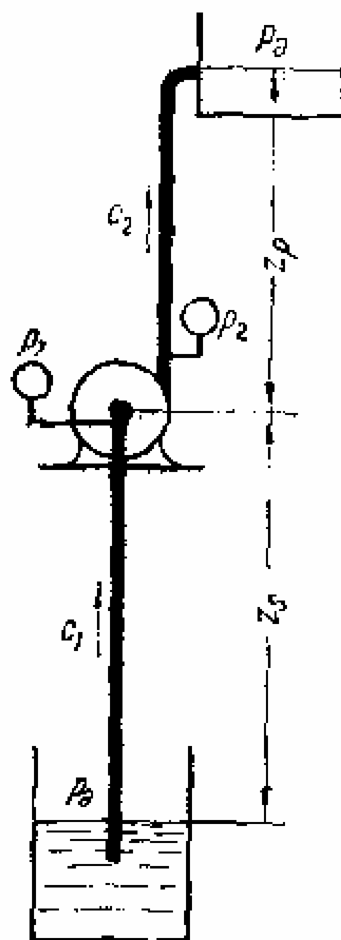


Fig. 3.35. Schiță pentru deducerea ecuației fundamentale a pompelor centrifuge

$$v_s \cdot (P_1 - P_2) = -g \cdot Z + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (3.50)$$

în care $Z = z_S + z_P$ este înălțimea geometrică de pompare.

Forța centrifugă care se dezvoltă pe unitatea de masă a lichidului în mişcare, pe un cerc cu raza *R*, este $\omega^2 \cdot R$, iar energia pentru deplasarea acestei mase cu *dR* – pe direcția razei – este:

$$dW = \omega^2 \cdot R \cdot dR \quad (3.51)$$

Pentru deplasarea pe întreaga lungime a canalului, energia necesară unității masice de lichid va fi:

$$W = \int_{R_1}^{R_2} \omega^2 \cdot R \cdot dR = \frac{\omega^2 \left(R_2^2 - R_1^2\right)}{2} = \frac{\left(u_2^2 - u_1^2\right)}{2} \quad (3.52)$$

unde ω este viteza unghiulară a rotorului, iar u_1 şi u_2 sunt vitezele tangențiale ale lichidului la intrarea şi la ieşirea din rotor. Efectuând înlocuirile în (3.47), ecuația *Bernoulli* devine:

$$\left(v_1^2 - v_2^2\right) - \left(c_1^2 - c_2^2\right) - \left(u_1^2 - u_2^2\right) = 2 \cdot g \cdot Z \quad (3.53)$$

Pe de altă parte, între vitezele *u* (tangențială), *v* (în direcția canalului) şi *c* (rezultantă), există – în conformitate cu paralelogramul vitezelor din fig. 3.36 – următoarele relații:

$$v_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 \cdot u_1 \cdot \cos\alpha_1 \quad (3.54)$$

$$v_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 \cdot u_2 \cdot \cos\alpha_2 \quad (3.55)$$

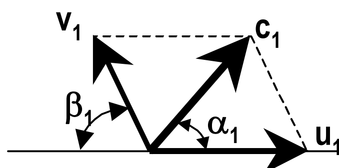
Din ecuațiile (3.53) – (3.55) rezultă:

$$Z = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos\alpha_2 - c_1 \cdot u_1 \cdot \cos\alpha_1}{g} \quad (3.56)$$

şi, pentru că pompele centrifuge obişnuite se construiesc cu unghiul $\alpha_1 \approx 90^0$, iar c_1 şi u_1 sunt mici comparativ cu c_2 şi u_2, ecuația (3.56) se reduce la:

$$Z = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos\alpha_2}{g} \quad (3.57)$$

ecuație care este considerată ecuația fundamentală a pompelor centrifuge.



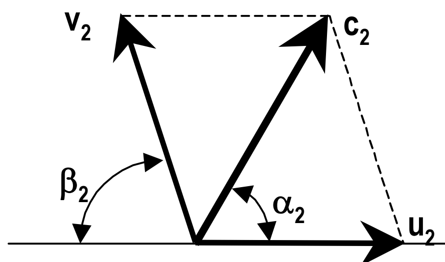


Fig. 3.36. Compunerea vitezelor

3.2.3.5.3. Influența unghiului β_2

Unghiul β_2 este unghiul dintre tangenta la paletă (în punctul periferic al rotorului) şi sensul negativ al tangentei la rotor (în acelaşi punct). În fig. 3.37 sunt redate mai multe formate de palete având acelaşi unghi β_1, însă diferite unghiuri β_2: paletele *A, B, C* cu $\beta_2 < 90^0$ sunt curbate în sens contrar rotației rotorului, paleta *D* se termină radial ($\beta_2 = 90^0$), iar paletele *E* şi *F* sunt curbate în sensul rotației ($\beta_2 > 90^0$).

Paletele *E* şi *F*, curbate în sensul rotației ridică lichidul la înălțimi mai mari decât cele curbate în sensul contrar rotației, dar au randament inferior din cauza formării vârtejurilor, prin imprimarea unor accelerații prea mari în canalul (mai scurt) dintre palete. Practica arată ca mai avantajoase paletele curbate în sensul opus sensului de rotație şi având unghiul β_2 cuprins între 25 si 50^0.

Pentru cazul special când pompa trebuie să ridice la înălțimi mici debite mari de lichid, sunt avantajoase pompele axiale, la care paletele sunt elicoidale.

3.2.3.5.4. Comportarea pompelor centrifuge în funcționare

În funcționarea pompelor centrifuge apar relații de interdependență între debit (*m*), înălțimea de pompare (*Z*), putere (*N*) şi turație (*n*).

Din paralelogramul vitezelor (fig. 3.36) rezultă că pentru palete de aceeaşi formă (aceleaşi unghiuri α şi β), creşterea debitului – aceasta însemnând creşterea vitezei *c* – implică şi creşterea vitezelor *u* şi *v*; deci debitul unei pompe este proporțional cu turația.

Existând proporționalitate între viteză şi turație, si – de asemenea – proporționalitate între înălțimea de pompare *Z* şi produsul $c \cdot u$ [vezi ecuația (3.57)], rezultă că înălțimea de pompare este proporțională cu pătratul turației.

Puterea pompei fiind proporțională cu produsul $m \cdot Z$ dintre debitul pompei şi înălțimea de pompare, rezultă că puterea pompei este proporțională cu puterea a treia a turației. Se poate deci scrie:

$$m \sim n$$
$$Z \sim n^2 \qquad (3.58)$$
$$N \sim n^3$$

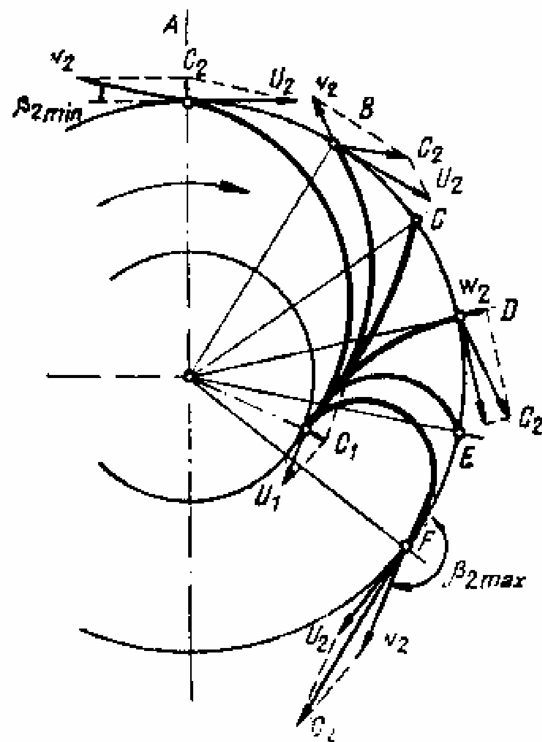


Fig. 3.37. Curbura paletelor rotorului

Aceste relații sunt doar aproximative. Fiecare tip de pompă este testat la standul de probă pentru a găsi în mod experimental dependența exactă a debitului volumic m_V, înălțimii de pompare *Z*, a puterii necesare *N* şi a randamentului η de turația *n*. Astfel de dependențe sunt redate în fig. 3.38. Se poate remarca faptul că randamentul pompei trece printr-o valoare maximă. Această valoare indică valorile optime ale celorlalți parametri: *m, Z, N şi n.*

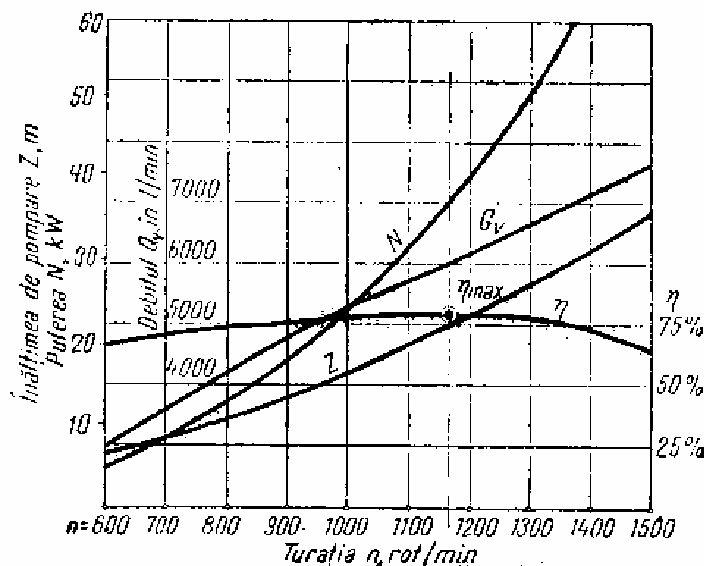


Fig. 3.38. Variația parametrilor m, Z, N şi η în funcție de turația pompei (n)

În practică însă, alegerea pompelor centrifuge se face astfel:

- înălțimea de pompare este fixă; ea este dictată de locul în care funcționează pompa;
- înălțimea manometrică *W/g* din ecuația *Bernoulli*, depinde de viteza, deci de debitul lichidului;
- motorul de acționare se alege pe alte considerente, astfel încât şi turația este impusă.

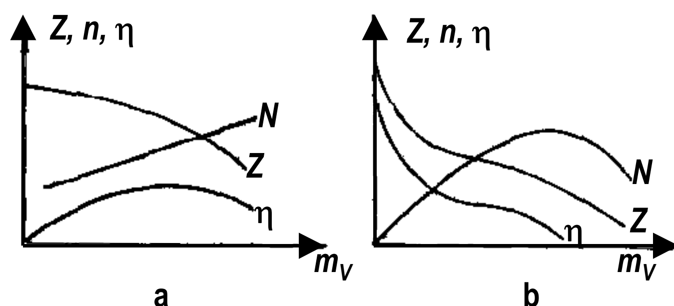


Fig. 3.39. Diagrama caracteristicilor de funcționare a pompelor centrifuge
a – pompe centrifuge radiale; b – pompe centrifuge axiale.

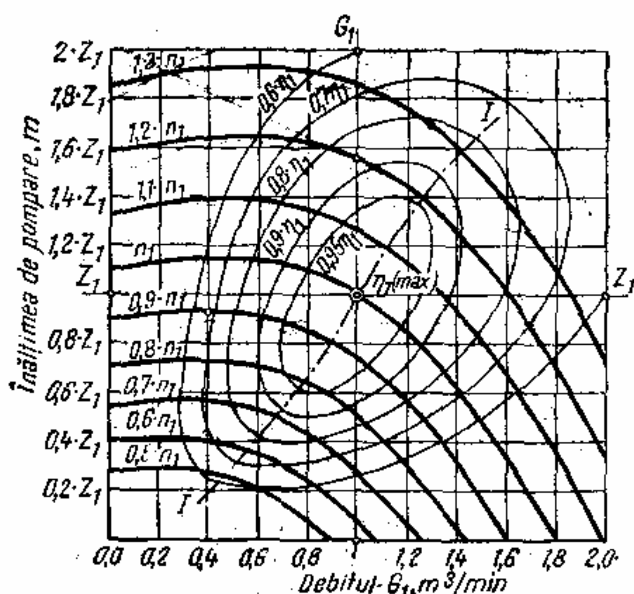


Fig. 3.40. Diagrama generală a caracteristicilor unei pompe centrifuge radiale

În aceste condiții, este necesar să se cunoască, prin încercare pe standul de probă, variația înălțimii de pompare, a puterii şi a randamentului, în funcție de debit, la turația considerată. Rezultatul este o diagramă de forma celor redate în fig. 3.39, aşa-numita **diagramă a caracteristicilor de funcționare**.

De obicei, pompele sunt testate la diferite turații înainte de livrare, firma producătoare întocmind diagrama (topograma) generală a pompei (fig. 3.40). Coordonatele diagramei generale sunt fie parametrii naturali ai pompei (Z, m_V, n, η), fie parametrii reduşi, adică raporturile dintre mărimile respective şi cele corespunzătoare valorilor optime (Z_1, m_{V1}, n_1, η_1). Această diagramă arată cum variază turația n, înălțimea de pompare Z, debitul volumic m_V şi randamentul η, când pompa funcționează în alte condiții decât cele optime. Diagrama generală permite stabilirea limitelor de utilizare rațională ale pompei pentru alte condiții (curba *I-I* de pe diagramă corespunde condițiilor de randament maxim, pentru diferitele turații la care poate fi exploatată pompa). Cu aproximație, diagrama generală a unei pompe poate fi utilizată şi pentru alte pompe cu palete de aceeaşi formă.

3.2.3.5.5. Turația specifică

Debitul unei pompe centrifuge este egal cu produsul dintre aria (cilindrică) prin care lichidul iese din rotor şi viteza radială a lichidului la ieşire din rotor:

$$m_V = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2 \tag{3.59}$$

unde D_2 este diametrul exterior al rotorului, b_2 este lățimea paletelor, iar c_2 este viteza rezultantă între v_2 şi u_2.

Înălțimea de pompare este:

$$Z = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos\alpha_2}{g} \tag{3.60}$$

Pentru o pompă geometric asemenea:

$$m_V' = \pi \cdot D_2' \cdot b_2' \cdot c_2' \cdot \cos\alpha_2 \tag{3.61}$$

$$Z' = \frac{c_2' \cdot u_2' \cdot \cos\alpha_2}{g} \tag{3.62}$$

Dacă ***a*** este factorul de asemănare geometrică, definit ca:

$$a = \frac{D_2}{D_2'} = \frac{b_2}{b_2'} \qquad (3.63)$$

iar *n* şi *n'* sunt turațiile celor două pompe asemenea, se poate scrie:

$$\frac{c_2}{c_2'} = \frac{u_2}{u_2'} = \frac{n \cdot D_2}{n' \cdot D_2'} = a \cdot \frac{n}{n'} \qquad (3.64)$$

Din ecuațiile (3.59) – (3.64) se obține:

$$\frac{m_V}{m_V'} = a^3 \cdot \frac{n}{n'} \qquad (3.65)$$

$$\frac{Z}{Z'} = a^2 \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \qquad (3.66)$$

Eliminând pe ***a*** între ultimele două ecuații, în final rezultă:

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{m_V}{m_V'}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{Z'}{Z}\right)^{3/4} \qquad (3.67)$$

Ecuația (3.67) pusă în forma:

$$\frac{n \cdot m_V^{1/2}}{Z^{3/4}} = \frac{n' \cdot (m_V')^{1/2}}{(Z')^{3/4}} = n_q = \text{constant} \qquad (3.68)$$

apare ca un criteriu de asemănare a pompelor centrifuge, de construcție geometric asemenea.

Acest criteriu poartă denumirea de **turație specifică**, fiind definit drept turația unei pompe model – geometric asemenea cu pompa considerată – astfel dimensionată încât să debiteze 1 m^3/s şi să aibă înălțimea manometrică de 1 m.

În practică se mai foloseşte încă şi turația specifică raportată la o putere de 735 W (1 CP), acestei puteri corespunzându-i o înălțime manometrică de 1 m şi un debit volumic de 0,075 m^3/s. În acest caz turația specifică are expresia:

$$n_s = 3{,}65 \cdot n \cdot \frac{m_V^{1/2}}{Z^{3/4}} \qquad (3.69)$$

O turație specifică adimensională este dată de ecuația:

$$n_q' = \frac{n \cdot m_V^{1/2}}{(g \cdot Z)^{3/4}} = 0{,}180 \cdot n \cdot \frac{m_V^{1/2}}{Z^{3/4}} \qquad (3.70)$$

Între turațiile specifice n_q, n_s şi n_q' există următoarea relație de legătură:

$$n_q = \frac{n_s}{3{,}65} = \frac{n_q'}{0{,}180} \qquad (3.71)$$

În cazul pompelor multietajate turația specifică se referă la un rotor din pompă.

Pentru aceleaşi caracteristici de pompare (m_V şi Z), pompele cu turații specifice mai mari, şi respectiv turații mai mari, vor avea gabarite mai mici (D_2/D_1, adică raportul dintre diametrul exterior şi cel interior al rotorului are valori mai mici).

Turația specifică, împreună cu unele date constructive şi valori numerice ale parametrilor de bază, constituie mărimi deosebit de utile în proiectarea, clasificarea, selecționarea şi exploatarea pompelor centrifuge.

În tab. 3.4 este redată clasificarea pompelor centrifuge în funcție de turația lor specifică.

Tab. 3.4.Clasificarea pompelor centrifuge în funcție de turația specifică

Tipul de pompă centrifugă		Turații specifice [rot/min]			D_2/D_1	Domeniul de lucru
		n_q	n_q'	n_s		
Radială	lentă	11 - 22	2 - 4	40 - 80	2,5	debit mic; presiune foarte mare
	normală	22 – 41	4 – 7,4	80 – 150	2,0	debit mediu; presiune mare
	rapidă	41 – 82	7,4 – 14,8	150 – 300	1,8 – 1,4	debit mare; presiune medie
Axială	rotor în şurub	82 – 108	14,8 – 29,6	300 – 600	1,2 – 1,1	debit mare; presiune mică
	rotor elicoidal	108 - 329	29,6 - 59	600 - 1200	0,8	debit foarte mare; presiune mică

3.2.3.5.6. Pomparea lichidelor cu comportare nenewtoniană

După cum s-a arătat, principiul care stă la baza funcționării pompelor centrifuge este transformarea energiei cinetice într-o energie de presiune care provoacă fenomenul de curgere. Într-o astfel de pompă, efectul de forfecare este variabil. Considerând situația din fig. 3.41, când refularea este complet închisă, forfecarea maximă apare în spațiul dintre rotor şi carcasă (zona *B*). Între paletele rotorului (zona *A*) are loc o circulație a lichidului după cum se arată în fig. 3.42, dar în conducta de refulare (zona *C*) lichidul este esențialmente static. Când lichidul circulă prin pompă, tensiunile de forfecare se mențin diferite în cele trei zone. Dacă lichidul vehiculat are proprietăți pseudoplastice, viscozitatea sa efectivă va fi diferită, fiind mai redusă în zona *B* decât în zonele *A* şi *C*. În condiții staționare, presiunea dezvoltată în rotor produce o curgere uniformă prin corpul pompei. La pornire este posibil să apară dificultăți; datorită viscozității aparente foarte înalte a lichidului, motorul poate fi suprasolicitat. De asemenea, este posibil ca pompa să ajungă foarte încet să debiteze lichidul la capacitatea cerută. Forfecarea prelungită a unor lichide pseudoplastice conduce de regulă la deteriorarea şi degradarea acestora, astfel încât pompele centrifuge nu se recomandă pentru vehicularea lor.

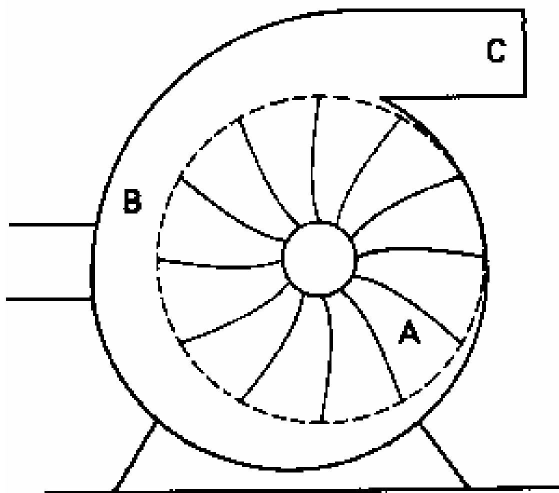
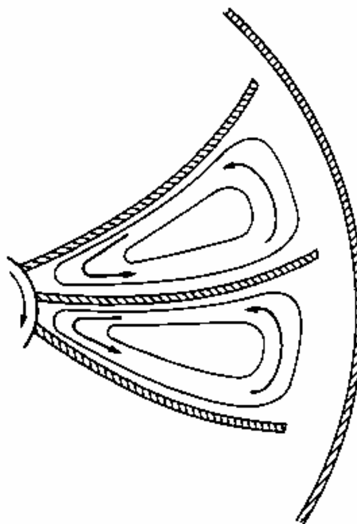


Fig.3.41. Zone cu forfecare diferită în pompe centrifuge


Fig. 3.42. Circulația lichidului între paletele rotorului

3.2.3.5.7. Pompe simple de joasă presiune

Astfel de pompe se construiesc pentru înălțimi manometrice de până la 200 m, debite de 5 – 2000 m^3/h şi presiuni de 1,6 – 2,5 MPa. Prin intermediul unui cuplaj elastic sunt legate direct de electromotorul care lucrează la 1450 sau 2900 rot/min (fig. 3.43). Construcția acestor pompe permite accesul în pompă pentru revizii şi reparații fără demontarea din instalație şi de pe placa de bază.

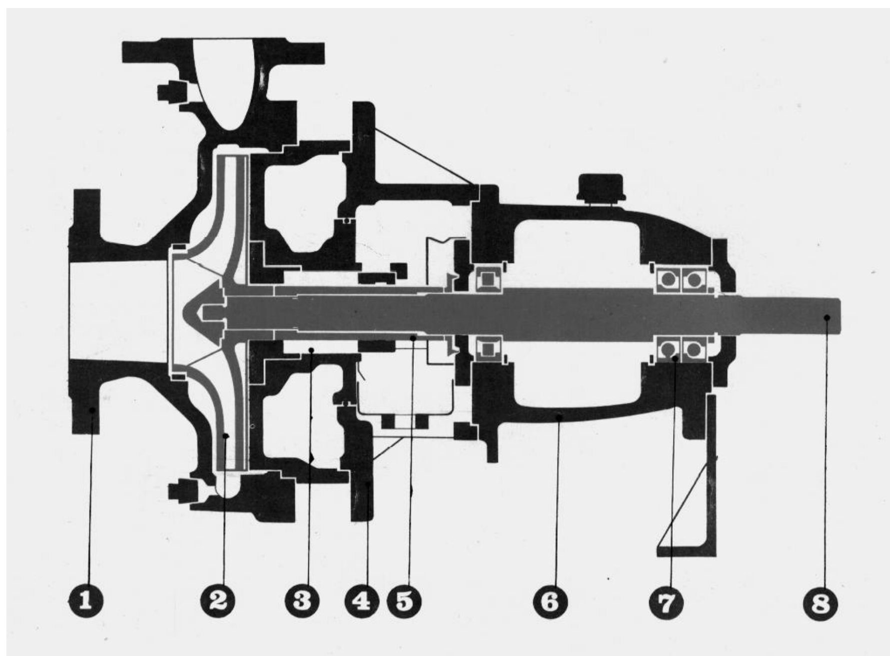


Fig. 3.43. Pompă centrifugă simplă de joasă presiune:
1 – carcasă, 2 – rotor; 3 – etanşare arbore; 4 – corp de legătură; 5 – bucşă de uzură; 6 – corp lagăre;
7 – rulment; 8 – arbore.

Intrarea unilaterală a lichidului produce o împingere axială a rotorului şi o solicitare dăunătoare a lagărului. Acest inconvenient se poate ameliora prin practicarea câtorva orificii în rotor care să echilibreze presiunea pe cele două fețe ale sale. Pompele duble (cu intrarea bilaterală a lichidului) nu au acest inconvenient.

Aceste pompe sunt destinate vehiculării lichidelor curate, neutre sau agresive, cu temperatura maximă de 443 K şi presiunea maximă de 1,6 (2,5) MPa, în procesele tehnologice din industria chimică, petrochimică, rafinării, industria alimentară, etc.

3.2.3.5.8. Pompe centrifuge multietajate

Pompele centrifuge cu un singur rotor ating înălțimi de ridicare de până la 60 – 150 m. Pentru obținerea unor înălțimi de pompare mai mari (evacuarea apelor de mină, alimentarea cazanelor de abur, etc.) se folosesc pompe centrifuge de presiune înaltă, cu mai multe trepte. Fiecare treaptă corespunde unui rotor, montat pe un arbore comun; lichidul trece prin primul rotor şi prin primul stator, este colectat de carcasa inelară a primei trepte care îl conduce în centrul celui de-al doilea rotor, ş.a.m.d. până la carcasa în melc a ultimei trepte, care îl îndreaptă către racordul de ieşire. Se construiesc astfel de pompe cu până la 20 de trepte, realizând – la o turație de 3000 rot/min – înălțimi de pompare de 2000 – 2400 m, cu randamente de 80%. Pot lucra la temperaturi de până la 728 K şi presiuni de maximum 38 MPa.

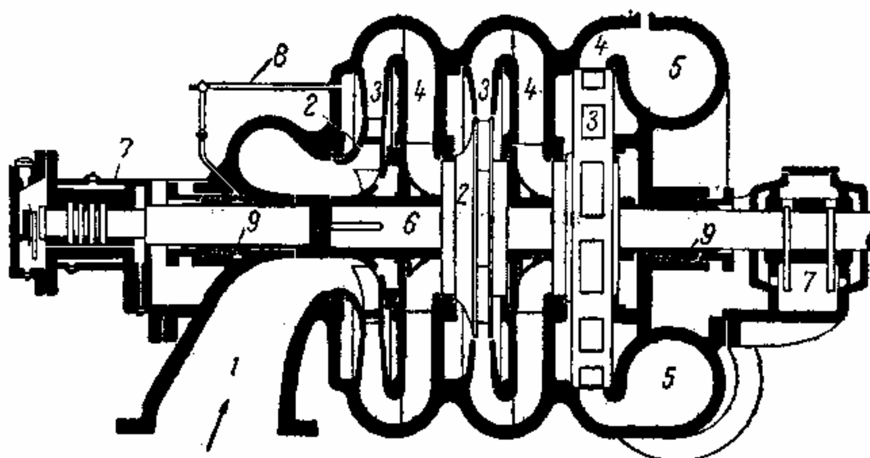


Fig. 3.44. Pompă centrifugă cu trei trepte:
1 – racord de aspirație; 2 – rotoare; 3 – statoare; 4 – canale de conducere pentru lichid; 5 – carcasa de colectare a lichidului din ultima treaptă; 6 – arbore; 7 – lagăr; 8 – conducte de apă sub presiune; 9 – cutii de etanşare..

În fig. 3.44 este redată schița unei pompe centrifuge cu trei trepte: la prima rotorul şi statorul sunt redate în secțiune, la a doua rotorul este redat în vedere şi statorul în secțiune, iar la a treia treaptă se vede numai statorul. Arborele este susținut de două lagăre în care ajunge câte o conductă cu apă sub presiune, în scopul de a evita intrarea aerului şi dezamorsarea pompei. Împingerea axială este echilibrată prin orificiile practicate în fiecare rotor.

3.2.3.5.9. Pompe centrifuge pentru paste fibroase

În multe cazuri este necesară pomparea unor suspensii cu comportare nenewtoniană cu conținut relativ ridicat de fază solidă, sau a unor lichide care înglobează cantități considerabile de gaze.

Pompa din fig. 3.45 a este destinată vehiculării lichidelor având presiuni şi temperaturi ridicate (2,5 MPa şi 483 K), fiind special concepută pentru preluarea şocurilor termice şi de presiune. Rotorul este proiectat de aşa manieră încât să nu se înfunde cu fibrele conținute în suspensie de către lichidul vehiculat. Se construiesc astfel de pompe având capacități între 6 şi 2000 l/s şi înălțimi de ridicare de până la 140 m. Sunt antrenate la turații de 980 sau 148 rot/min.

Pompa din fig. 3.45 b face parte din categoria pompelor care rezistă la înfundarea cu material solid şi la abraziune. Rotorul semiînchis este special proiectat ca să realizeze autocurățirea în cazul pătrunderii în pompă a unor particule solide care, de regulă, provoacă blocarea altor tipuri de rotoare. Aceste pompe au capacități cuprinse între 3,5 – 400 l/s, înălțimi de ridicare de până la 80 m şi lucrează la presiuni de 1,0 sau1,6 MPa şi temperaturi de maximum 453 K.

Pompa din fig. 3.45 c poate fi de asemenea utilizată la vehicularea suspensiilor cu un conținut de până la 8% materiale fibroase. Este prevăzută cu un sistem de degazare a suspensiei care împiedică apariția cavitației în pompă. Lucrând la turații de 740, 1400, 2950 rot/min, aceste pompe acoperă gama de debite de la 1 l/s până la 1250 l/s şi de înălțimi de ridicare între 5 şi 160 m. Lucrează la maximum 1,6 MPa şi 453 K.

Pentru transportul pastelor cu până la 15 – 16% material fibros se utilizează pompe centrifuge de tipul celor redate în fig. 3.46.

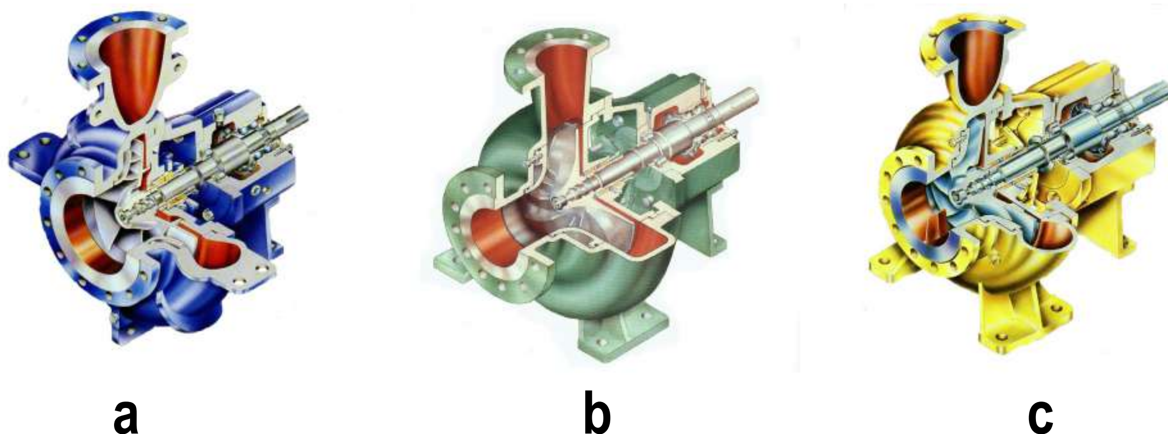


Fig. 3.45. Pompe centrifuge pentru suspensii fibroase diluate (0 – 8 %):
a – pompa EPP; b – pompa NPP; c – pompa APP

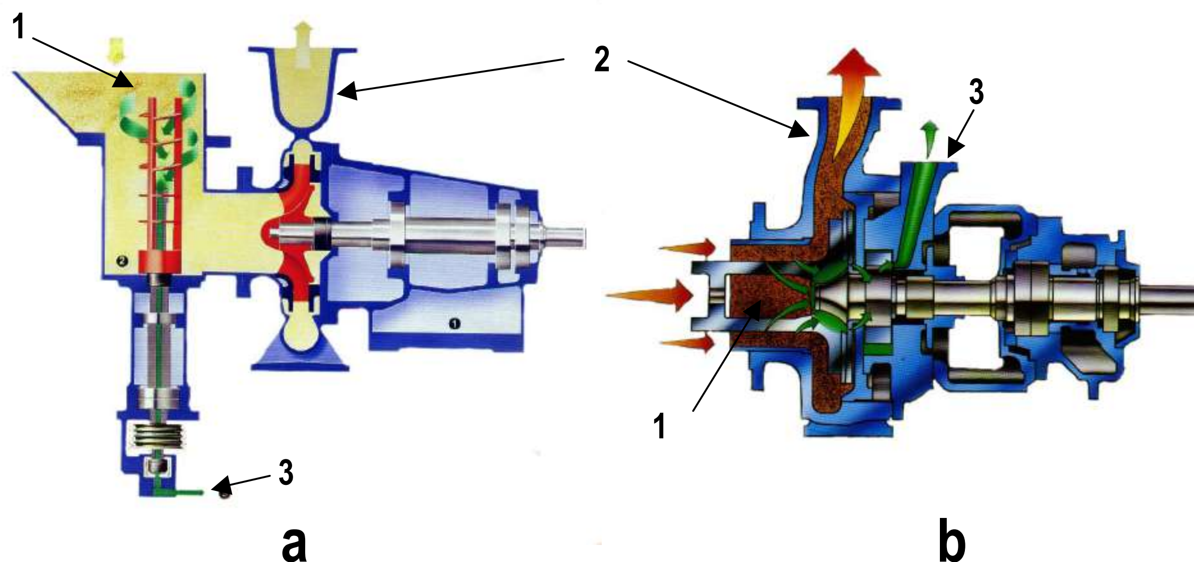


Fig. 3.46. Pompe centrifuge pentru suspensii fibroase de medie consistență (8 - 16 %):
a – pompa ANDRITZ; b – pompa KAMYR.
1 – alimentare cu suspensie; 2 – refularea suspensiei; 3 - dispozitiv de dezaerare a suspensiei

Pompa *Andritz* (fig. 3.46 a) permite pomparea atât a suspensiilor fibroase diluate (0 – 8 %) cât şi a celor de medie consistență (8 – 16%). Pentru a evita cavitația pompei datorită aerului înglobat în fibre, în conducta de aspirație a pompei, perpendicular pe axul rotorului, este montat un dispozitiv de condiționare, al cărui rotor permite evacuarea aerului din pastă printr-un degazor montat la partea inferioară a rotorului de condiționare. În rotor se alimentează suspensia de fibre omogenizată, în stare fluidizată. Fluidizarea fibrelor se realizează în momentul în care le este distrusă rețeaua. Acest fenomen are loc prin creşterea tensiunii de forfecare şi a vitezei

de forfecare. Poziția, în coordonate tensiune de forfecare – viteză de forfecare, a punctului în care suspensia se comportă ca un strat fluidizat depinde de conținutul de fibre al acesteia. Pompele *Andritz* asigură gama de debite de 1 – 150 l/s, cu înălțimi de ridicare cuprinse între 10 şi 130 m.

Pompa *Kamyr* (fig. 3.46 b) utilizează acelaşi principiu al dezaerării suspensiei şi al transportului fibrelor în stare fluidizată. Față de pompa A*ndritz*, dispozitivul de condiționare este montat coaxial cu rotorul pompei, iar aerul degajat din pastă trece prin orificiile rotorului în spatele acestuia, de unde este evacuat cu ajutorul unei pompe de vid încorporate. Aceste pompe pot vehicula debite de suspensii de 10 – 120 l/s la înălțimi de ridicare cuprinse între 30 şi 200 m. Conținutul de fibre al suspensiei trebuie să fie situat între 8 – 15%.

3.2.3.5.10. Pompe centrifuge autoaspiratoare

O caracteristică a pompelor centrifuge este aceea că ele nu pornesc decât dacă sunt amorsate, adică dacă sunt pline cu lichid. Pentru a menține pompa plină cu lichid în timp de repaus, ca să poată fi pornită oricând, se prevede – la capătul inferior al conductei de aspirație - un sorb cu supapă, al cărui rol este, pe de o parte, de a opri intrarea corpurilor străine în pompă, şi, pe de altă parte, de a împiedica golirea conductei la oprirea pompei.

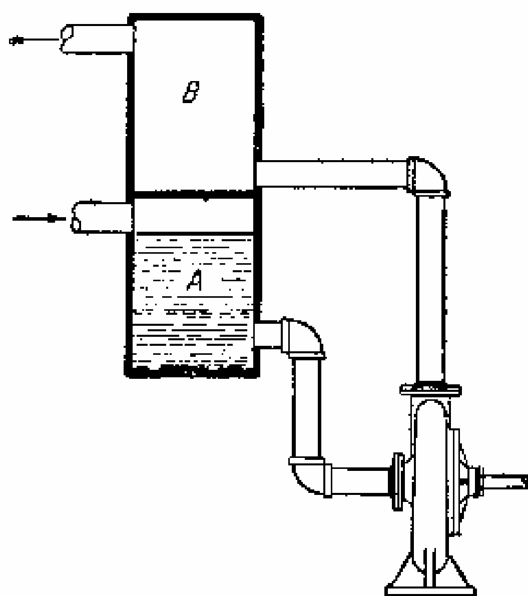


Fig. 3.47. Dispozitiv pentru amorsarea permanentă a pompelor centrifuge

Un dispozitiv mai sigur de păstrare a corpului pompei plin cu lichid este redat în fig. 3.47. Acesta se poate adapta la orice pompă centrifugă, fiind format dintr-un recipient – despărțit în două compartimente *A* şi *B* – montat deasupra pompei prin conducte de legătură. Când pompa se opreşte, lichidul curge înapoi în prin pompă, dar compartimentul *A* al recipientului şi pompa rămân pline cu lichid; la pornire, pompa fiind amorsată, poate debita lichidul din compartimentul *A*, prin compartimentul *B*, în conducta de refulare. Pe măsură ce compartimentul *A* se goleşte, se produce o depresiune suficientă pentru a ridica lichidul prin conducta de aspirație în compartimentul *A*. Este necesar ca volumul compartimentului *A* să fie mai mare decât volumul conductei de aspirație.

O altă soluție de autoamorsare este aceea de reunire a rotorului unei pompe cu inel lichid care aspiră aerul din conducta de aspirație, cu rotorul pompei centrifuge care debitează din momentul în care – după evacuarea aerului – pompa s-a umplut cu lichid.

3.3. TRANSPORTUL ŞI COMPRIMAREA GAZELOR

Metodele amintite în secțiunea 3.2., utilizate pentru a provoca curgerea, sunt aplicabile, evident, şi pentru transportul gazelor. Particularitatea transportului gazelor o constituie faptul că acestea sunt fluide compresibile: odată cu transportul are loc şi comprimarea sau destinderea lor.

3.3.1. CLASIFICAREA UTILAJELOR PENTRU TRANSPORTUL ŞI COMPRIMAREA GAZELOR

Pentru comprimarea şi transportul gazelor se utilizează fie aparate fără elemente mobile, fie pompe având organe principale în mişcare. O clasificare (*Bratu, 1984) a* utilajelor pentru transportul şi comprimarea gazelor este redată în tab. 3.5.

Tab. 3.5.Clasificarea utilajelor pentru comprimarea şi transportul gazelor

Categoria		Denumiri	Tipuri	Variante constructive
Fără elemente mobile		Injectoare Ejectoare		- Monoetajate - Polietajate
Compresoare volumice	Cu mişcări alternative	Compre-soare	Cu piston	- Monocilindrice - În echicurent - Multicilindrice în I, V, W, boxer - Polietajate
			Cu diafragmă	- Acționare mecanică directă - Acționare prin pulsare hidraulică
	Rotative	Suflante	Cu inel lichid	- Cu palete radiale - Cu palete curbe
			Cu tambur şi lamele culisante	- Lamele culisante în rotor - Lamele culisante în stator
			Cu pistoane rotative	- Pistoane cu 2 lobi în 8 (*Roots*) - Pistoane cu 3 lobi
			Elicoidale	
Compresoare rotodinamice		Ventilatoare	Axiale	
			Centrifugale	- Palete radiale - Palete curbate în sens invers rotației - Palete curbate în sensul rotației (*Sirocco*)
		Turbocom-presoare	Axiale	- Polietajate
			Centrifugale	- Polietajate

Clasificarea de mai sus poate fi completată cu următoarele precizări:

- termenul de **compresoare** se foloseşte şi într-o accepțiune mai largă, echivalentă semnificației de “pompă pentru gaze”;
- **ejectoarele** sunt **injectoare** (vezi secțiunea 3.2.3.2.4) folosite pentru evacuarea gazelor;
- **busterele** servesc pentru introducerea gazelor într-un recipient la presiune supraatmosferică;
- **exhaustoarele** sunt ventilatoare utilizate pentru evacuarea în atmosferă a gazelor dintr-o incintă.

Orice tip de pompă pentru gaze poate fi adaptată, prin modificări constructive adecvate, pentru obținerea vidului.

3.3.2. COMPRESOARE VOLUMICE CU MIŞCĂRI ALTERNATIVE

Sub această denumire sunt cuprinse maşinile care comprimă gazul într-o incintă al cărei volum variază prin deplasarea, cu mişcări alternative, a unui piston, unui plunger, unui disc sau unei diafragme. Deosebirea esențială față de pompele similare pentru lichide constă în faptul că pentru lichide (fluide incompresibile), trecerea de la presiunea de aspirație la presiunea de refulare se face brusc, pe când la gaze, din cauza compresibilității, comprimarea până la presiunea de refulare se face progresiv, pe o mare porțiune a cursei pistonului, înainte de evacuarea gazului. Supapa de evacuare se deschide după terminarea comprimării şi rămâne deschisă în timpul evacuării gazului.

3.3.2.1. LUCRUL MECANIC CONSUMAT LA COMPRIMARE

Variația stării unui gaz atunci când îşi schimbă presiunea şi volumul se poate realiza prin trei procese: izoterm, adiabat şi politrop (fig. 3.48).

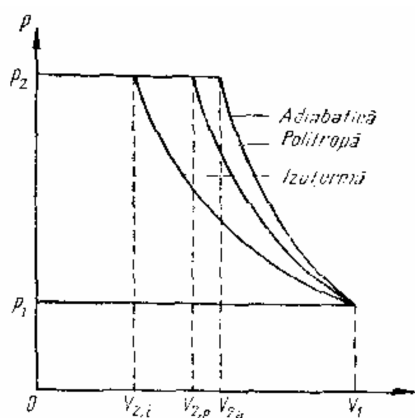


Fig. 3.48. Comprimare izotermă, politropă şi adiabată

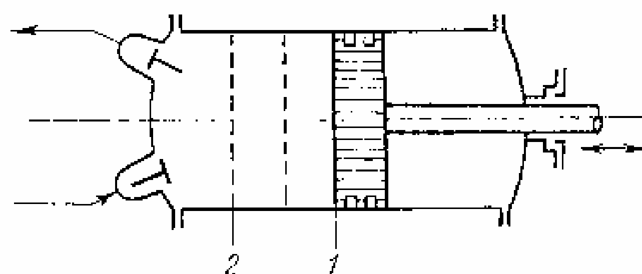


Fig. 3.49. Compresor cu piston

În **procesul izoterm**, comprimarea gazului se face la temperatură constantă, căldura dezvoltată în proces fiind integral eliminată în exterior (gazul este răcit continuu în timpul comprimării).

În **procesul adiabat**, comprimarea gazului se face fără schimb de căldură cu exteriorul şi se presupune că toată căldura dezvoltată la comprimare serveşte pentru ridicarea temperaturii gazului.

Aceste două moduri de comprimare reprezintă limite teoretice, imposibil de atins în procesele reale. În realitate, comprimarea are loc după **procesul politrop**, în care căldura dezvoltată la comprimare serveşte parțial pentru încălzirea gazului, iar parțial este evacuată în mediul exterior.

În compresoarele obişnuite, comprimarea este politropă, dar destul de apropiată de comprimarea adiabată; uneori se aproximează comprimarea politropă prin comprimarea adiabată.

În schema din fig. 3.49 este reprezentat un compresor cu piston al cărui principiu de funcționare este acelaşi cu al unei pompe cu piston, cu deosebirile ce derivă din compresibilitatea gazului. Pe figură s-au notat două poziții ale pistonului: *1*, când gazul ocupă în corpul compresorului volumul V_1 şi are presiunea P_1 şi *2*, când gazul ocupă volumul V_2 şi are presiunea P_2.

Lucrul mecanic consumat în procesul de comprimare se obține din bilanțul lucrului mecanic:

$$\begin{bmatrix}\text{Lucrul mecanic}\\ \text{primit de sistem}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\text{Lucrul mecanic cedat}\\ \text{de mediul exterior}\end{bmatrix} \tag{3.72}$$

Din punct de vedere termodinamic, lucrul mecanic primit de sistem are semn negativ, el constituind o pierdere pentru maşina care-l furnizează. Teoretic, se consumă lucrul mecanic L_a pentru aducerea gazului în sistem (compresor), lucrul mecanic L_c, pentru comprimarea gazului şi lucrul mecanic L_r pentru evacuarea gazului din sistem. Conform ecuației (3.72), lucrul mecanic primit de sistem, L_M, va fi:

$$L_M = -L_a - L_c - L_r \tag{3.73}$$

Admițând că aspirația se face la presiunea constantă P_1 şi refularea se face la presiunea constantă P_2 se poate scrie:

$$L_M = -P_1\int_0^{V_1} dV - \int_{V_1}^{V_2} P\cdot dV - P_2\int_{V2}^{0} dV = P_2\cdot V_2 - P_1\cdot V_1 - \int_{V_1}^{V_2} P\cdot dV \tag{3.74}$$

Întrucât:

$$P_2\cdot V_2 - P_1\cdot V_1 = \int_1^2 d(P\cdot V) = \int_{V_1}^{V_2} P\cdot dV + \int_{P_1}^{P_2} V\cdot dP \tag{3.75}$$

expresia lucrului mecanic primit de sistem devine:

$$L_M = \int_{P_1}^{P_2} V\cdot dP \tag{3.76}$$

Cu ajutorul relației (3.76) se poate calcula lucrul mecanic în procesele de comprimare.

Pentru comprimarea izotermă, din legea *Boyle-Mariotte* se poate scrie:

$$V = \frac{n\cdot\Re\cdot T}{P} \tag{3.77}$$

în care n reprezintă numărul de moli de gaz comprimat, $\Re$ este constanta universală a gazelor [J/(mol.K)], iar T este temperatura absolută [K]. Înlocuind (3.77) în (3.76) rezultă:

$$\left(L_M\right)_{IZ} = n\cdot\Re\cdot T\cdot\ln\frac{P_2}{P_1}\quad \text{[J]} \tag{3.78}$$

relație cu care se calculează lucrul mecanic la comprimarea izotermă.

Pentru comprimarea adiabată se ține cont de ecuația adiabatei:

$$P\cdot V^{\chi} = P_1\cdot V_1^{\chi} = \cdots = \text{const.} \tag{3.79}$$

în care χ este coeficientul adiabatic ($\chi = C_P/C_V$). Exprimând volumul din ecuația (3.79):

$$V = \frac{\left(P_1\right)^{1/\chi}\cdot V_1}{\left(P\right)^{1/\chi}} \tag{3.80}$$

şi introducându-l în ecuația (3.76) se obține ecuația de calcul a lucrului mecanic la comprimarea adiabată:

$$\left(L_M\right)_{AD} = \frac{\chi}{\chi-1}\cdot P_1\cdot V_1\cdot\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\chi-1}{\varphi}} - 1\right]\quad \text{[J]} \tag{3.81}$$

Lucrul mecanic la comprimarea politropă, $(L_M)_P$, se calculează cu o relație similară relației (3.81), în care în locul coeficientului adiabatic χ se utilizează un coeficient politropic, n. Pentru aer, n = 1,13.

Lucrul mecanic este măsurat în jouli. Dacă în locul volumului [m^3] se introduce debitul gazului [m^3/s], lucrul mecanic consumat, *L* [J] devine puterea consumată, *N* [W].

3.3.2.2. DIAGRAMA DE LUCRU, TEORETICĂ ŞI REALĂ, A COMPRESORULUI

în cazul unui compresor, teoretic (din punct de vedere al construcţiei şi funcţionării) pistonul, care se află perfect lipit de capacul din stânga al cilindrului, se deplasează spre dreapta până se lipeşte complet de capacul din dreapta (fig. 3.50).

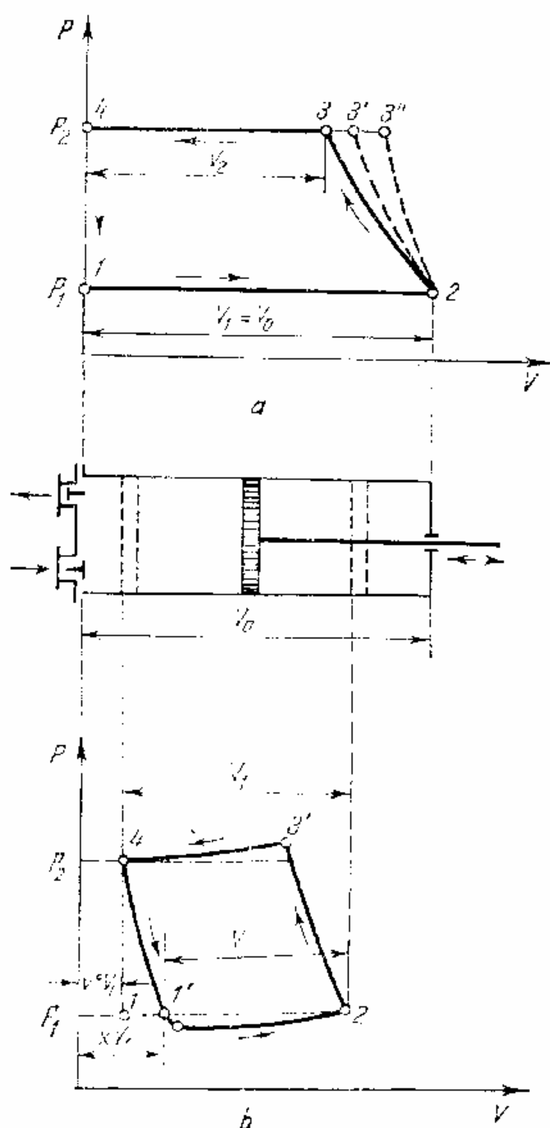


Fig. 3.50. Diagrama de lucru a compresorului cu piston: a – diagrama teoretică; b – diagrama reală.

Din momentul în care începe deplasarea pistonului spre dreapta, se deschide (fără inerţie) supapa de aspiraţie şi în corpul cilindrului este aspirat volumul V_1 de gaz, la presiunea P_1. Pistonul se deplasează apoi spre stânga, realizându-se comprimarea *2 – 3* izotermă; *2 – 3'* politropă; *2 – 3"* adiabată. Când gazul a atins presiunea P_2 şi ocupă volumul V_2, se deschide (tot fără inerţie) supapa de refulare şi se evacuează complet volumul de gaz V_2 la presiunea P_2. Ciclul se reia apoi din punctul *1*.

Un compresor având această funcţionare se numeşte **compresor teoretic** şi diagrama sa de lucru este redată în fig. 3.50 a.

În realitate, pe de o parte, datorită construcţiei compresorului, pistonul nu ajunge până la capătul corpului nici în stânga, nici în dreapta şi volumul V_1 descris de piston este mai mic decât volumul cilindrului compresorului V_0; pe de altă parte, datorită inerţiei supapelor şi frecărilor, la aspiraţie trebuie să se creeze o presiune mai mică decât P_1 iar, la refulare o presiune mai mare decât P_2. Revenirea din punctul *4* în punctul *1* se face la **compresorul real** după o curbă politropă (ramura *4 – 1'* pe fig. 3.50 b). În fig. 3.50 b este reprezentată diagrama de lucru a unui compresor real, cu o singură treaptă.

Pe baza celor arătate anterior şi cu notaţiile din fig. 3.50 se poate scrie:

$$\frac{V_0 - V_1}{V_1} = v^0 \qquad (3.82)$$

în care V_0 este volumul cilindrului compresorului, V_1 este volumul descris de piston, iar v^0 se numeşte coeficient de spaţiu mort.

Produsul $v^0 \cdot V_1$ reprezintă volumul de gaz din spaţiul mort; acest volum de gaz rămâne permanent în corpul compresorului şi este comprimat la presiunea P_2 în timpul evacuării, iar la aspiraţie se destinde până la presiunea la care începe aspiraţia şi ocupă atunci volumul $x \cdot V_1$. Rezultă că *V*, volumul

efectiv de gaz aspirat în compresor, este mai mic decât volumul V_1 descris de piston. Raportul V/V_1 este, aici, **gradul de umplere** al compresorului sau **gradul de aspirație**:

$$\frac{V}{V_1} = \eta_V \tag{3.83}$$

Din fig. 3.50 b rezultă expresia lui V:

$$V = V_1 - \left(x \cdot V_1 - v^0 \cdot V_1\right) = V_1 \cdot \left(1 + v^0 - x\right) \tag{3.84}$$

care introdusă în expresia (3.83) conduce la:

$$x = 1 + v^0 - \eta_V \tag{3.85}$$

Relația generală între volumul $x \cdot V_1$ la care începe aspirația şi volumul $v^0 \cdot V_1$ la care se termină refularea se scrie, conform ecuației politropei:

$$P_1 \cdot \left(x \cdot V_1\right)^n = P_2 \cdot \left(v^0 \cdot V_1\right)^n \tag{3.86}$$

care, după împărțire prin V_1^n şi extragerea rădăcinii de gradul n devine:

$$\left(P_1\right)^{1/n} \cdot x = \left(P_2\right)^{1/n} \cdot v^0 \tag{3.87}$$

sau, ținând cont de relația (3.85):

$$\left(P_1\right)^{1/n} \cdot \left(1 + v^0 - \eta_V\right) = \left(P_2\right)^{1/n} \cdot v^0 \tag{3.88}$$

Aceasta din urmă rezolvată în raport cu η_V conduce la:

$$\eta_V = 1 - v^0 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right] \tag{3.89}$$

Raportul dintre presiunea P_2, la refulare şi presiunea P_1, la aspirație se numeşte **raport de comprimare**:

$$p^0 = \frac{P_2}{P_1} \tag{3.90}$$

Din ecuația (3.89) se observă că, odată cu creşterea raportului de comprimare, gradul de umplere scade. Valoarea raportului de comprimare pentru care gradul de umplere devine zero, se numeşte **limită de comprimare**. Uzual, compresoarele cu o singură treaptă au raportul de comprimare 6 – 8 (dacă P_1 = 0,1 MPa, atunci P_2 = 0,6 – 0,8 MPa). Dacă este necesară comprimarea gazului la presiuni mai mari de 0,8 MPa, ea se face în mai multe trepte, cu răcirea intermediară a gazului între trepte.

3.3.2.3. RANDAMENTUL ŞI PUTEREA COMPRESOARELOR VOLUMICE CU MIŞCĂRI ALTERNATIVE

Prin ecuația (3.83) s-a definit gradul de aspirație, η_V. În realitate, nu tot volumul de gaz aspirat este comprimat şi evacuat, pentru că la comprimare, datorită neetanşeității supapelor şi prin spațiul dintre cilindru şi piston au loc pierderi de gaze. Se defineşte astfel **randamentul de producție** sau **coeficientul de eficacitate al aspirației**, ca raport între volumul de gaz evacuat V_C şi volumul V de gaz aspirat:

$$\eta_V' = \frac{V_c}{V} = \frac{V_c}{\eta_V \cdot V_1} \tag{3.91}$$

La un raport de comprimare $p^0 = 3$, randamentul de producție variază între 0,95 şi 0,98.

Randamentul de utilizare sau **gradul de utilizare**:

$$\eta_u = \frac{V_C}{V_1} = \eta_V \cdot \eta_V' \tag{3.92}$$

este dat de raportul dintre volumul de gaz comprimat, V_c şi volumul corespunzător cursei pistonului, V_1.

Gradul de utilizare variază mult cu raportul de comprimare: cifrele obişnuite – la p^0 = 2 – sunt în jurul valorii 0,96 pentru compresoarele cu o singură treaptă; la compresoarele cu mai multe trepte, gradul de utilizare global al compresorului scade până la 0,91.

Debitul volumic al compresorului la o turaţie a arborelui motor de n_1 rotaţii pe secundă va fi:

$$m_V = \eta_u \cdot V_1 \cdot n_1 = \eta_u \cdot A \cdot l \cdot n_1 \quad [\mathrm{m^3/s}] \tag{3.93}$$

unde *A* este secţiunea pistonului [m²], iar *l* este lungimea cursei pistonului [m].

Puterea teoretică, *N*, necesară la axul compresorului se calculează cu relaţia (3.81) în care se înlocuieşte coeficientul adiabatic χ cu coeficientul politropic *n*, iar volumul descris de piston este înlocuit cu debitul volumic:

$$N = 0{,}001 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot m_V \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad [\mathrm{kW}] \tag{3.94}$$

Puterea motorului care acţionează compresorul este:

$$N_{mot} = \frac{N}{\eta} \tag{3.95}$$

în care η este randamentul total al instalaţiei de comprimare, acesta având valori cuprinse între 0,45 – 0,65.

3.3.2.4. COMPRIMAREA ÎN TREPTE

Datorită faptului că în condiţii practice sunt necesare debite mari de gaze, precum şi pentru a reduce dimensiunile de gabarit ale compresoarelor, viteza gazelor vehiculate este mare, nepermiţând comprimarea izotermă, cu consum minim de lucru mecanic. Comprimarea este întotdeauna politropă, destul de apropiată de adiabată, cu consum ridicat de lucru mecanic Comprimarea politropă implică temperaturi ridicate, uneori periculoase pentru compresor.

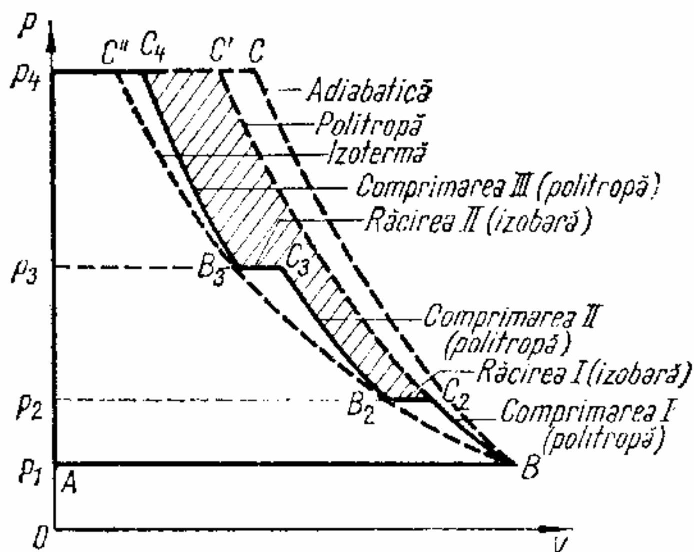


Fig. 3.51. Diagrama P - V a comprimării în trepte

Pentru ridicarea randamentului energetic şi pentru scăderea temperaturii, apropiind comprimarea de regimul izoterm, sunt posibile două soluţii:

- răcirea compresorului cu apă sau aer: efectul este slab, fiind aplicat mai mult pentru menajarea lubrifierii;
- comprimarea în trepte.

Diagrama redată în fig. 3.51 reprezintă – în coordonate *P, V*, schimbările de stare ale gazului într-un compresor în care comprimarea este fracţionată în trei trepte, cu răciri intermediare între trepte. În treapta *I*, gazul aspirat la presiunea P_1 este comprimat după politropa BC_2 până la presiunea P_2. Gazul care iese din treapta *I* trece printr-un răcitor, fiind răcit – după izobara C_2B_2 – până la

temperatura inițială (punctul B_2 se găseşte pe izoterma punctului *B*). Urmează treapta a *II* a de comprimare politropă B_2C_3, în al doilea cilindru al compresorului, presiunea ridicându-se în această treaptă de la P_2 până la P_3. O nouă răcire izobară C_3B_3 aduce gazul din nou la temperatura inițială, după care acesta este supus unei noi comprimări politrope B_3C_4, până la presiunea P_4. Se continuă cu răciri şi comprimări alternative până când, în ultima treaptă, se atinge presiunea finală cerută.

În diagrama din fig. 3.51, suprafața haşurată reprezintă lucrul mecanic economisit, prin comprimare în trepte, față de lucrul mecanic necesar pentru comprimarea politropă *BC'*, într-o singură treaptă.

Comprimarea în trepte este necesară şi din considerente tehnologice, pentru micşorarea temperaturii gazelor în compresor.

Una din problemele comprimării în trepte o reprezintă stabilirea **presiunilor intermediare optime** în treptele compresorului. Acestea rezultă din condiția de extrem ca lucrul mecanic economisit să fie maxim. Uneori, presiunile intermediare rezultă din condiția de securitate, ca în nici o treaptă a compresorului, temperatura gazului să nu depăşească o valoare limită.

Pentru comprimarea de la presiunea P_1 la presiunea P_2, în două trepte – cu presiunea intermediară P_x – lucrul mecanic este:

- în prima treaptă: $$L_1 = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.96)$$
- în treapta a doua: $$L_1 = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.97)$$
- lucrul mecanic total: $$L = L_1 + L_2 = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \quad (3.98)$$

Lucrul mecanic este minim atunci când expresia din paranteza dreaptă este minimă. Acest lucru se întâmplă dacă:

$$\frac{\partial}{\partial P_X} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = 0 \quad (3.99)$$

Derivând şi efectuând calculele, se obține în final valoarea presiunii intermediare optime:

$$P_x = \sqrt{P_1 \cdot P_2} \quad (3.100)$$

care este egală cu media geometrică între presiunea inițială şi presiunea finală.

Pentru un compresor cu *N* trepte, se defineşte **raportul de comprimare**, egal cu raportul dintre presiunea finală şi presiunea inițială în fiecare treaptă:

$$P^0 = \frac{P_1}{P_0} = \frac{P_2}{P_1} = \cdots = \frac{P_N}{P_{N-1}} \quad (3.101)$$

în care P_0 este presiunea inițială, P_N este presiunea finală, iar $P_1, P_2, \ldots, P_{N-1}$ sunt presiunile intermediare.

Numărul treptelor de comprimare este limitat, din motive constructive. Valoarea recomandată pentru raportul de comprimare este între 3 si 4 pentru compresoarele cu piston; unele compresoare de construcții speciale lucrează cu valori mai mari ale raportului de comprimare.

Numărul treptelor de comprimare se calculează şi pe baza temperaturii maxime admise în cilindru pentru a menține o ungere satisfăcătoare şi pentru a evita exploziile (posibile, de exemplu, în amestecul exploziv ulei – aer). La comprimarea aerului, de exemplu, temperatura din cilindrii nu trebuie să depăşească 413 K.

3.3.2.5. COMPRESOARE CU PISTON

Un compresor cu piston este alcătuit din următoarele părți principale: cilindrii, pistoanele, sistemul de acționare, supapele de admisie şi evacuare, canalele de admisie şi evacuare, sistemul de răcire, regulatorul de debit, separatoarele de ulei şi apă.

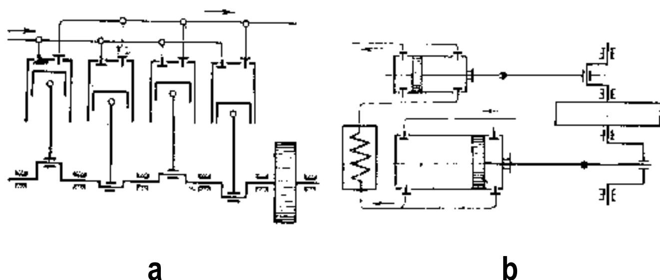


Fig. 3.52. Schema unui compresor cu piston cu mai mulți cilindri: a – montați în paralel; b- montați în serie.

Compresoarele au unul sau mai mulți **cilindri** montați în paralel (pentru debite mari, o mai bună echilibrare a motorului sau pentru atenuarea pulsațiilor debitului de gaz comprimat) sau în serie (pentru comprimarea în mai multe trepte) (fig. 3.52).

Fiecare cilindru are una sau mai multe **supape** de admisie şi de evacuare. Deschiderea şi închiderea lor este comandată direct de presiunea din cilindru sau printr-un sistem de comandă. O bună funcționare a compresorului este asigurată dacă supapele se deschid repede şi complet la o diferență de presiune cât mai mică față de cea de aspirație şi se închid etanş când diferența de presiune s-a anulat. Rezistența hidraulică a supapelor trebuie să fie cât mai mică.

Pistoanele sunt piese cilindrice din fontă sau aliaje de aluminiu, prevăzute cu segmenți de ungere şi etanşare. Uneori, mai multe pistoane formează o singură piesă (vezi fig. 3.53).

Canalele de admisie şi evacuare fac legătura dintre conductele de alimentare, respectiv de evacuare şi supapele respective.

Sistemul de răcire cuprinde: 1 – răcirea cilindrului prin manta cu apă, țevi sudate pe cilindru, sau prin intermediul unor aripioare (răcire cu aer); 2 – răcitoare intermediare (cu serpentină sau tubulare) între treptele compresorului; 3 – răcitorul final, după ultima treaptă de compresie.

Regulatorul de debit este necesar pentru situațiile în care consumul de gaz furnizat de compresor scade, caz în care presiunea în conducta de refulare creşte. La compresoarele cu electromotor se adaptează un dispozitiv automat care porneşte/opreşte motoul funcție de presiunea din rezervorul de gaz comprimat. La celelalte compresoare, reglarea debitului se face prin: 1 – deschiderea parțială a supapei de admisie, când presiunea gazului comprimat este prea mare; 2 – intercalarea unui spațiu adițional care măreşte spațiul mort al compresorului; 3 – închiderea parțială sau totală a conductei de aspirație; 4 – închiderea parțială sau totală a unei conducte de by-pass care leagă conducta de aspirație cu cea de refulare; 5 – printr-un dispozitiv automat sau manual care variază cursa pistonului. **În nici un caz nu se micşorează debitul compresorului prin închiderea conductei de refulare, întrucât se pot produce accidente grave!**

Separatoarele de ulei şi apă servesc la îndepărtarea din gazul comprimat a picăturilor de ulei de ungere antrenate şi a picăturilor de apă rezultate în urma micşorării umezelii gazului prin comprimare. Separatoarele de picături sunt recipiente cilindrice din oțel în care gazul comprimat intră printr-o țeavă care ajunge până aproximativ la mijlocul înălțimii recipientului şi iese printr-un racord situat la parte lui superioară; la fundul recipientului este un ventil pentru evacuarea lichidului colectat.

La proiectarea compresoarelor cu piston se caută să se satisfacă – în măsura posibilităților – următoarele principii generale: 1- egalitatea forțelor maxime la cursa într-un sens şi în celălalt; 2 - egalitatea momentului de rotație; 3 - egalitatea puterii la manivele, când sunt mai mulți cilindri în paralel; 4 - evitarea presetupelor, mai cu seamă a presetupelor mari şi la treptele cu presiune ridicată.

Schemele din fig. 3.53 înfățişează dispunerea cilindrilor, a pistoanelor şi a răcitoarelor la compresoarele cu 2 – 5 trepte.

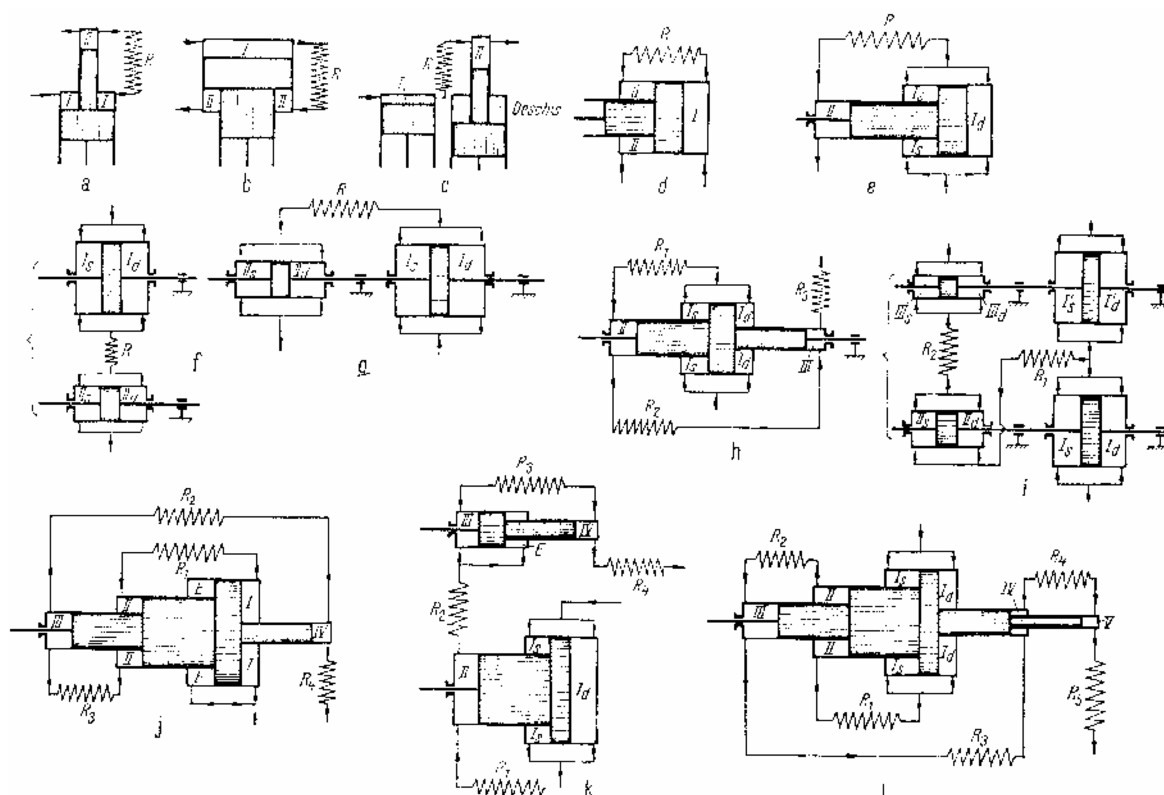


Fig. 3.53. Scheme de compresoare cu piston cu mai multe trepte:
a, b, c – compresoare verticale cu 2 trepte de comprimare;
d, e, f, g, h, i – compresoare cu 3 trepte de comprimare;
j, k – compresoare cu 4 trepte de comprimare şi spațiu de echilibrare;
l – compresor cu 5 trepte de comprimare.

Construcția după schema din fig. 3.53 a prezintă inconvenientul comprimării în ambele trepte în timpul cursei ascendente a pistonului şi acumularea în răcitor a gazului comprimat în prima treaptă a comprimării, până la schimbarea cursei. Aceste inconveniente sunt înlăturate în construcția din fig. 3.53 b. Schema 3.53 c în care pistoanele sunt montate decalat, pe acelaşi arbore cotit, asigură o bună echilibrare a arborelui şi egalitatea dimensiunilor pistoanelor mari. Pentru unități mari, compresoarele orizontale sunt mai avantajoase. Uneori se introduce un spațiu *E*, pentru echilibrarea forțelor care intervin în cele două curse ale pistoanelor (schemele 3.53 j şi k).

Câteva caracteristici constructive şi funcționale ale compresoarelor cu piston sunt redate în tab. 3.6.

Tab. 3.6. Unele caracteristici constructiv – funcționale ale compresoarelor cu piston

Tipul compresoarelor	**Debit volumic, m_V [m³/min]**	**Cursa pistonului, *l* [m]**	**Turația, *n* [rot/min]**	**Viteza medie, v_m [m/s]**
Mici, verticale, o singură treaptă	0,1 – 0,8	0,03 – 0,60	1500 – 1000	1,5 – 2,0
Mici şi mijlocii, verticale, una sau două trepte	1,0 – 2,0	0,08 – 0,18	600 – 300	1,5 – 2,5
Mari, orizontale, dublu efect, o singură treaptă	3,0 – 3,5	0,15 – 0,50	350 – 180	1,8 – 3,0

3.3.3. COMPRESOARE VOLUMICE ROTATIVE

Compresoarele volumice rotative sunt asemănătoare din punct de vedere constructiv şi funcţionează pe baza aceluiaşi principiu ca şi pompele rotative pentru lichide. În aceste maşini gazul este transportat de la intrare spre ieşire de către un element rotativ: rotor, tambur, piston, piesă în şurub. Comprimarea se face fie în interiorul maşinii, fie în conducta de refulare. Deoarece realizează depresiuni mari la aspiraţie pot fi utilizate şi ca pompe de vid.

3.3.3.1. COMPRESOARE CU INEL LICHID

Compresorul rotativ cu inel lichid constă dintr-o carcasă cilindrică, cu secţiune circulară (fig. 3.54 a) sau ovală (fig. 3.54 b) şi un rotor excentric cu palete fixe, radiale sau curbe. În pereţii frontali ai carcasei sunt deschiderile de intrare şi de ieşire. În carcasă este introdus un lichid (uzual apă), care – atunci când rotorul se pune în mişcare – este proiectat către periferie, formând un inel lichid care se roteşte şi el cu o viteză apropiată de viteza extremităţilor paletelor. Între rotorul excentric şi inelul lichid concentric în raport cu carcasa, se formează compartimente de volum variabil, în care gazul este transportat şi comprimat. Căldura de comprimare a gazului provoacă încălzirea şi vaporizarea parţială a lichidului care trebuie completat periodic sau continuu.

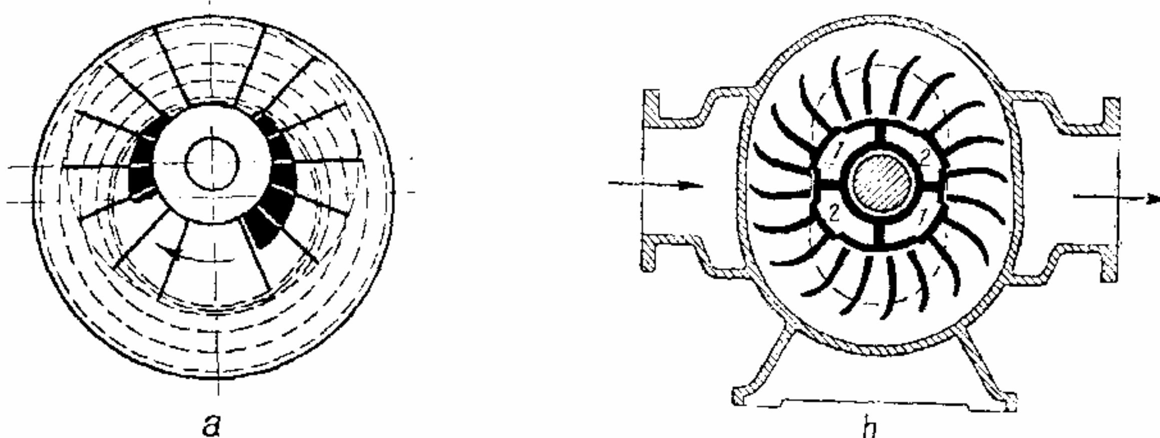


Fig. 3.54. Pompe cu inel lichid:
a – principiul de funcţionare; b – pompa Nash Hytor; 1 – deschideri de intrare; 2 – deschideri de ieşire

Aceste compresoare pot debita până la 8000 m^3/h, realizează raporturi de comprimare de până la 7, presiuni maxime de refulare de 2 MPa (în două trepte), presiunea maximă în conducta de aspiraţie de 430 Pa. Au avantajul unei curgeri fără pulsaţii, al lipsei frecărilor între elementele mobile şi cele staţionare, lipsei necesităţii ungerii şi deci absenţa uleiului în gazul comprimat. Sunt indicate pentru vehicularea gazelor corozive (clor) sau explozive (acetilenă, hidrogen). Au dezavantajul că gazul comprimat iese din pompă saturat cu vaporii lichidului care formează inelul, iar randamentul lor nu depăşeşte 70%.

3.3.3.2. COMPRESOARE CU TAMBUR ŞI LAMELE CULISANTE

Aceste compresoare se construiesc în două variante principale: 1 – cu lamele culisante în rotor; 2 – cu lamele culisante în stator.

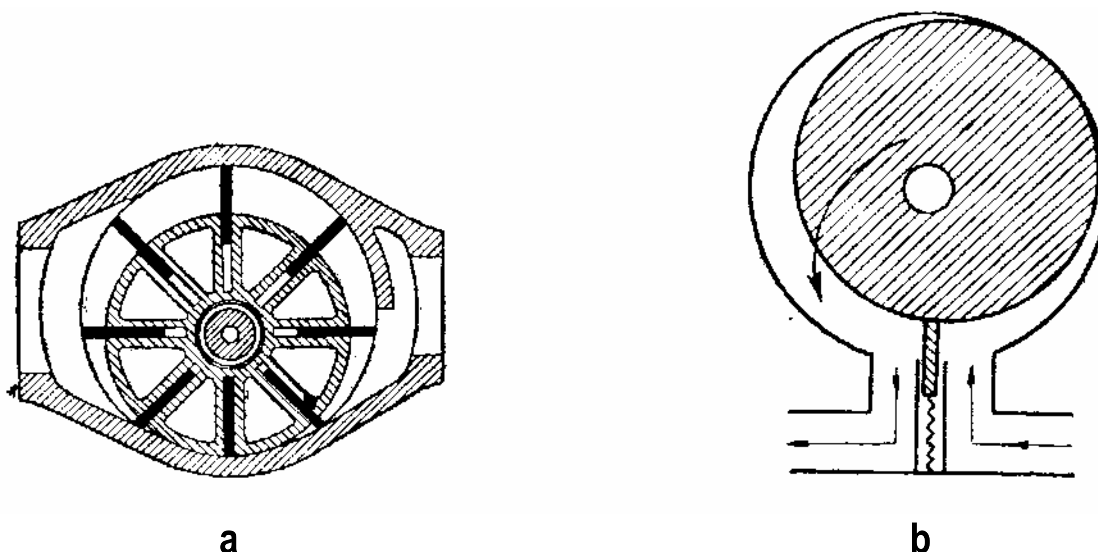


Fig. 3.55. Compresoare cu tambur şi lamele culisante:
a – cu lamele culisante în rotor; b – cu lamelă culisantă în stator.

Compresorul cu lamele culisante în rotor (fig. 3.55 a) este alcătuit dintr-o carcasă cilindrică şi un rotor tambur al cărui ax este excentric față de carcasă. În tambur sunt prevăzute spații în care glisează palete sub formă de lame rectangulare. Ca urmare a învârtirii rotorului, paletele împart camera de pompare în spații de aspirație şi de refulare, al căror volum scade, de la racordul de aspirație la cel de refulare. La mişcarea rotorului, paletele sunt împinse de forța centrifugă (sau de arcuri introduse sub lamele, la compresoarele cu turație mică) şi asigură etanşarea spațiilor dintre palete. Debitele (pe aspirație) ale acestor compresoare variază între 80 şi 7000 m^3/h, raportul de comprimare este cuprins între 2,5 şi 4, iar randamentul este de până la 50%. Pentru obținerea unei presiuni finale mai mari se pot folosi mai multe trepte de comprimare. Au avantajul unei debitări continue, turații mari şi spațiu necesar redus. Datorită necesității ungerii, gazul comprimat conține ulei.

Compresorul din fig. 3.55 b este alcătuit dintr-un tambur care se roteşte excentric în jurul unui arbore a cărui axă coincide cu axa carcasei (statorului). În timpul rotirii, tamburul este tangent şi etanş față de carcasă: spațiul de presiune este separat de cel de aspirație printr-o lamelă plană apăsată pe tambur prin greutatea ei sau printr-un arc. Pentru ameliorarea neuniformității debitului de gaz comprimat, se folosesc două compresoare identice, montate în paralel, cu un decalaj de 180^0 în poziția tamburului.

3.3.3.3. COMPRESOARE CU PISTOANE ROTATIVE

Aceste compresoare sunt alcătuite dintr-o carcasă în care se rotesc, în sensuri opuse, două pistoane de diferite forme (fig. 3.56). Pistoanele nu sunt în contact etanş între ele şi nici între ele şi carcasă (pentru a evita necesitatea ungerii şi pentru a îmbunătăți randamentul mecanic), ci există o foarte mică distanță între pistoane şi pistoane şi carcasă. Pistoanele sunt antrenate din exterior prin intermediul unui angrenaj. În timpul unei rotații, fiecare piston transportă de la intrare spre ieşire un volum de gaz egal cu produsul dintre lățimea carcasei şi aria secțiunii libere cuprinse între carcasă şi pistoane (din care se scad pierderile de gaz prin neetanşeitățile dintre pistoane şi dintre pistoane şi carcasă). Comprimarea se face la ieşirea gazului din compresor.

Compresoarele cu pistoane rotative *Roots* (fig. 3.56 a) se construiesc pentru debite de până la 20 m^3/s; raportul de comprimare este mai mare decât 2; presiunile atinse sunt de 3,5 MPa. Au avantajul unui debit continuu, fără pulsații sensibile, necontaminarea gazului cu ulei, dar au dezavantajul funcționării zgomotoase.

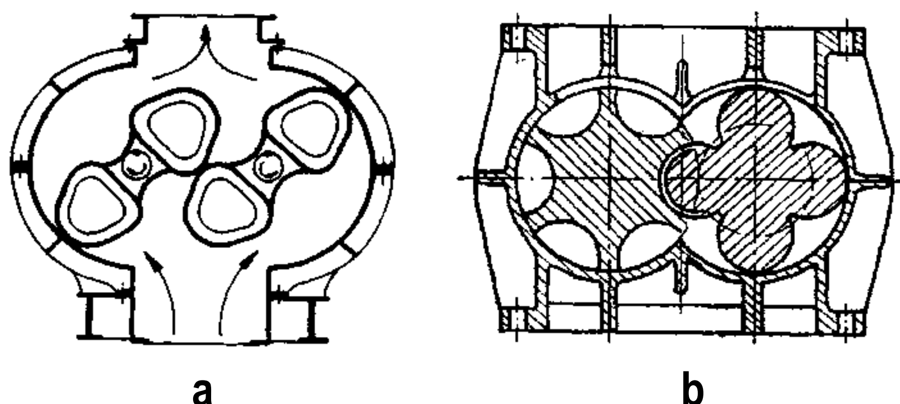


Fig. 3.56. Compresoare cu pistoane rotative:
a – suflanta Roots; b – suflanta cu pistoane elicoidale.

Compresoarele elicoidale (fig. 3.56 b) au capacități cuprinse între 0,1 - 9,7 m^3/s, raportul de comprimare de aproximativ 4,5, randamentul de 50 – 60%. Debitează gazul lipsit de ulei şi sunt mai puțin influențate de densitatea gazului decât turbocompresoarele. Pot fi construite în mai multe trepte. Au dezavantajul principal că gazul comprimat iese cu o temperatură ridicată, ca urmare a răcirii slabe datorită vitezei mari de trecere a gazului prin compresor.

3.3.4. COMPRESOARE ROTODINAMICE

Compresoarele rotodinamice sunt constructiv similare şi funcționează pe baza aceloraşi principii ca şi pompele centrifuge pentru lichide, cu deosebirile care rezultă datorită compresibilității gazelor.

Elementele principale ale unui compresor rotodinamic sunt carcasa şi rotorul, care este prevăzut cu un număr mic de palete drepte, curbate sau sub formă de elice (la compresoarele axiale).

Compresoarele rotodinamice pot fi radiale sau axiale, mono- sau multietajate. Compresoarele radiale multietajate pot fi prevăzute şi cu stator.

Din punct de vedere al raportului de comprimare realizat, compresoarele rotodinamice se clasifică în:

- **ventilatoare centrifuge**, radiale sau axiale, mono- sau multietajate (cu rotoare de aceleaşi dimensiuni), realizând raporturi de comprimare de până la 1,1;
- **suflante centrifuge** (turbosuflante), radiale, mono- sau multietajate (cu rotoare de aceleaşi dimensiuni), fără răcire între trepte, realizând raporturi de comprimare de până la 3;
- **turbocompresoare**, radiale sau axiale, uzual multietajate (cu până la 16 – 20 de rotoare pe acelaşi ax, cu diametru descrescător spre treptele superioare), realizând raporturi de comprimare de peste 3 (maximum 2 într-o treaptă, la compresoarele multietajate), cu răcirea gazelor între trepte.

Compresoarele rotodinamice sunt acționate de motoare electrice sau de turbine (de abur sau gaze), acționarea cu turbină fiind recomandată la turații mai mari de 60 rot/s, prezentând totodată avantajul că permite modificarea, în limite largi, a debitului de gaz refulat, prin modificarea turației turbinei.

3.3.4.1. VENTILATOARE CENTRIFUGE

Ventilatoarele sunt maşini care transportă gazele cu ajutorul unui rotor cu palete. După forma rotorului şi după modul în care acesta acționează asupra gazului, se deosebesc:

- **ventilatoare axiale cu elice**, în care un rotor în formă de elice împinge gazul paralel cu axa rotorului;
- **ventilatoare centrifuge**, în care rotorul, cu palete plane sau curbe, antrenează gazul în mişcarea lor şi , prin forța centrifugă care se dezvoltă, îl împinge spre periferie, unde o carcasă în melc îl dirijează spre conducta de refulare; aspirația gazului se face, ca şi la pompele centrifuge, prin partea centrală a rotorului.
- **exhaustoarele** sunt ventilatoare centrifuge de forma şi modul de funcționare asemănătoare celor precedente, de care se diferențiază numai prin detalii constructive şi prin utilizarea lor ca aspiratoare de gaz.

Considerațiile teoretice enunțate la pompele centrifuge se aplică şi în cazul ventilatoarelor.

Convențional, ventilatoarele centrifuge se împart, după presiunea gazului la ieşire, în:

- ventilatoare de joasă presiune, pentru suprapresiuni până la 1 kPa;
- ventilatoare de medie presiune, pentru suprapresiuni cuprinse între 1 – 2 kPa;
- ventilatoare de înaltă presiune, pentru suprapresiuni de peste 2 kPa.

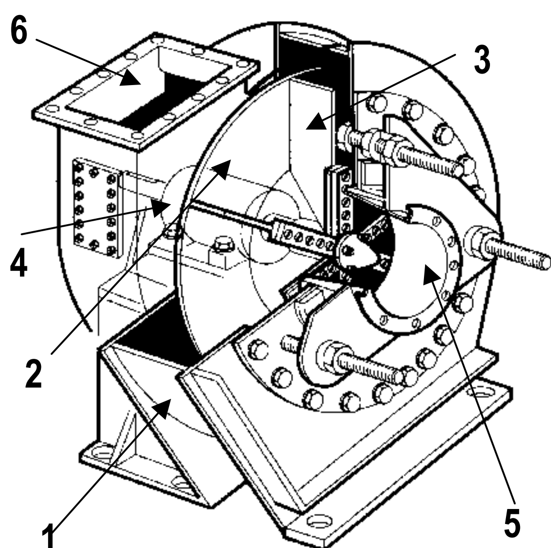


Fig. 3.57 Ventilator cu palete radiale:
1 – carcasă; 2 – rotor; 3 – palete radiale; 4 – lagăre;
5 – racord de aspirație; 6 – racord de refulare

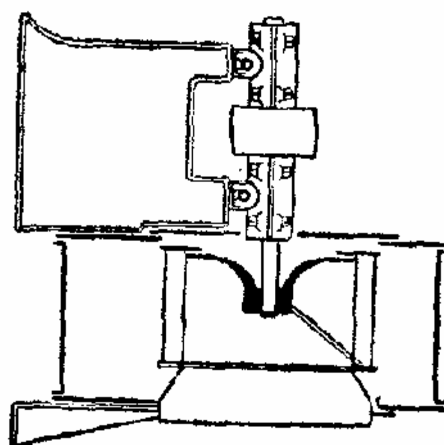


Fig. 5.38. Ventilator centrifugal Sirocco.

Ventilatoarele cu palete radiale (fig. 3.57) sunt alcătuite dintr-un rotor cu palete plane radiale şi o carcasă în spirală. Acestea sunt folosite în special pe post de exhaustoare.

Ventilatoarele cu palete curbate în sens invers rotației sunt cele mai răspândite în industrie şi în instalațiile de ventilație. Sunt prevăzute cu multe palete late.

Ventilatoarele *Sirocco* (fig. 3.58) au un număr foarte mare de palete scurte şi foarte late, curbate în sensul rotației. Dirijarea gazului de la centru până la palete este ajutată de câteva palete auxiliare mai lungi. Aceste ventilatoare ating suprapresiuni de până la 1,2 kPa, debite de până la 27 m^3/s şi un randament de aproximativ 70%.

3.3.4.2. SUFLANTE CENTRIFUGE

Suflantele centrifuge (turbosuflantele) sunt compresoare centrifuge radiale, uzual monoetajate, care realizează raporturi de comprimare de maximum 3 – 3,5. Se folosesc pentru vehicularea unor debite mari de

gaze şi vapori (aer, azot, oxigen, abur, etc.): între 500 şi 200 000 Nm^3/h. Presiunea maximă de refulare este de 6,5 MPa. Se utilizează în industria extractivă a țițeiului şi gazelor, în industria petrochimică, industria alimentară şi în centralele energetice.



Fig. 3.59. Tipuri de carcase de turbosuflante

Carcasa este sub formă de volută (fig. 3.59) în care se învârte un rotor semiînchis cu pale curbate de o formă specială (fig. 3.60). Pe racordul de aspirație se amplasează frecvent vane de reglare a debitului, cu pale fixe al căror unghi de înclinare este variabil (fig. 3.61).

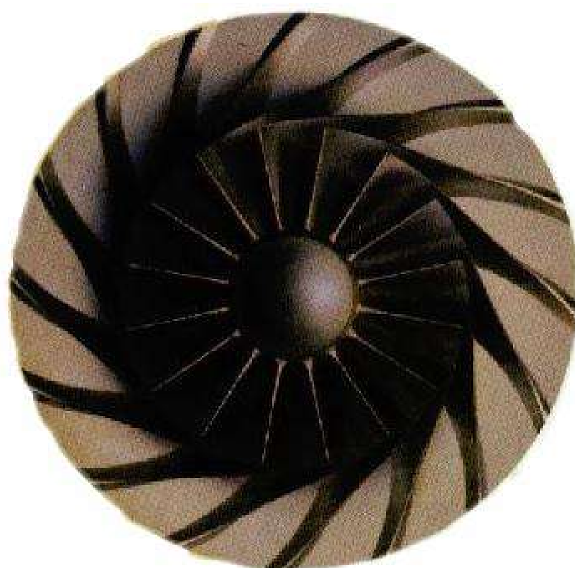


Fig. 3.60. Rotor de turbosuflantă

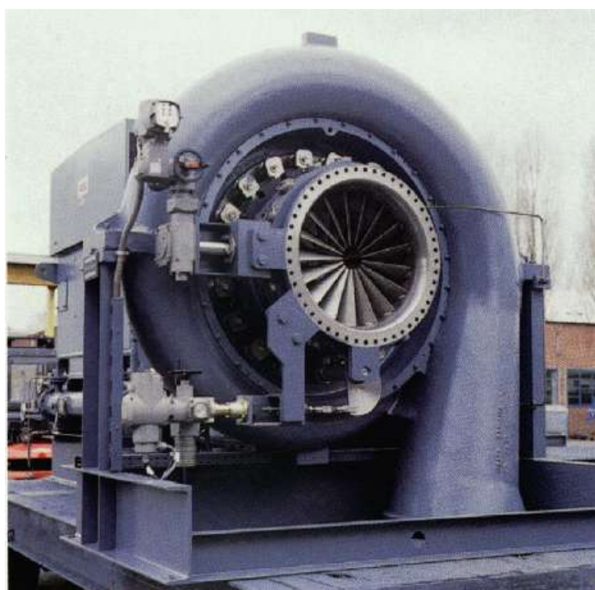


Fig. 3.61. Turbosuflantă cu vană de reglare a debitului

Reglarea debitului acestor maşini se poate face prin: 1 – modificarea turației motorului electric de antrenare (dacă sunt antrenate de motoare electrice); 2 – modificarea debitului de abur la turbină (dacă antrenarea se face prin intermediul unei turbine de abur).

Turbosuflantele trebuie prevăzute fie cu o conductă de by-pass între aspirație şi refulare, fie cu o purjă în atmosferă (dacă gazul vehiculat este aerul), pentru a putea regla debitul şi când necesarul de gaz este sub limita de stabilitate a maşinii.

3.3.4.3. TURBOCOMPRESOARE

Turbocompresoarele sunt , față de ventilatoare, ceea ce sunt pompele centrifuge cu mai multe trepte față de pompele centrifuge cu un singur rotor.

Datorită compresibilității gazelor, apar diferențe constructive şi funcționale față de pompele centrifuge multietajate:

- raportul de comprimare este mic şi depinde de densitatea gazului (1,025 pentru hidrogen, 1,4 pentru aer);
- între 2 – 4 trepte de comprimare (uneori mai multe), este necesară răcirea gazului într-un răcitor interior sau exterior;
- datorită micşorării volumului de gaz prin comprimare, grupele succesive de rotoare au diametre şi lățimi din ce în ce mai mici;
- viteza periferică a rotoarelor (până la maximum 300 m/s) şi turația (peste 12000 rot/min) sunt mult mai mari decât la pompele centrifuge.

O caracteristică a turbocompresoarelor este existența unei limite inferioare a debitului. Această limită, numită şi **limită de pompaj**, este situată la aproximativ 40 - 50% din valoarea debitului asociat randamentului optim al maşinii. Sub această limită, funcționarea turbocompresorului devine instabilă: au loc întreruperi periodice de debitare, compresorul începe să "bată". Pentru evitarea acestui fenomen, turbocompresoarele trebuie prevăzute cu cel puțin unul din următoarele dispozitive: 1 – dispozitive automate de reducere a presiunii în sistem; 2 – dispozitive de reducere automată a turației; 3 – dispozitive de deschidere a by-passului dintre conducta de aspirație şi cea de refulare.

În fig. 3.62 este prezentat un turbocompresor cu mai multe trepte la care rotoarele, de dimensiuni diferite, sunt montate toate pe acelaşi ax.

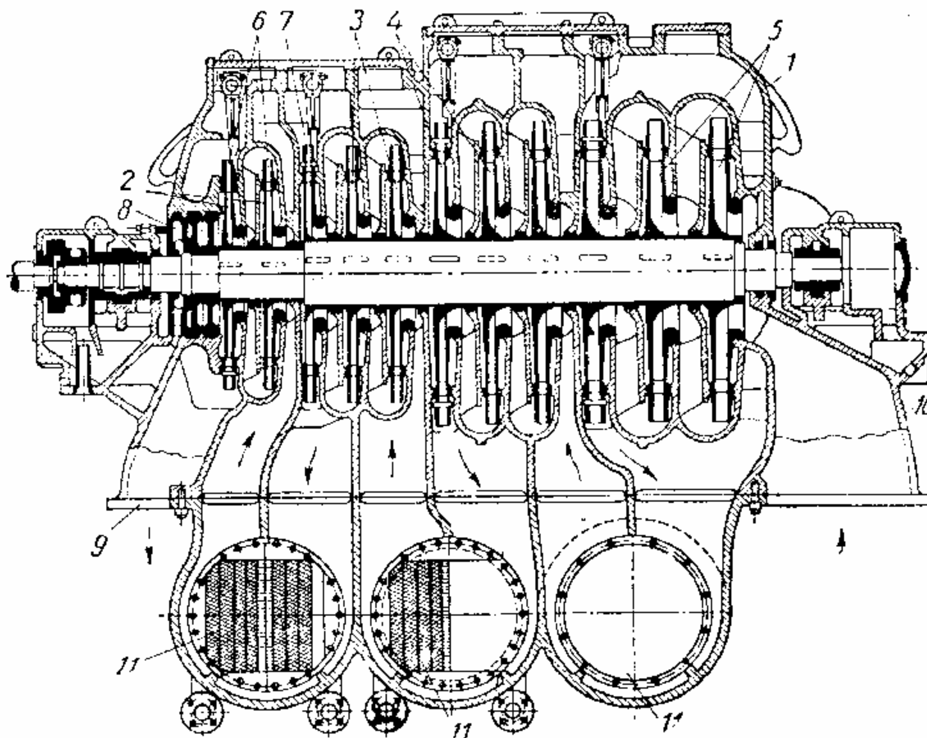


Fig. 3.62. Turbocompresor centrifug:
1 – carcasă; 2 – 5 – rotoare de diferite dimensiuni; 6, 7 – statoare; 8 – cutie de etanşare; 9 – deschidere de evacuare; 10 – deschidere de aspirație; 11 – răcitoare intermediare.



Fig. 3.63. Mecanismul de antrenare al rotoarelor unui turbocompresor centrifugal în şase trepte

Astfel de turbocompresoare pot furniza debite între 0,06 – 120 m³/s şi presiuni de peste 10 MPa, la o funcţionare liniştită, fără trepidaţii şi vibraţii (necesitând fundaţii reduse), fără impurificarea gazului comprimat cu lubrifiant.

O altă soluţie constructivă pentru turbocompresoarele cu 2, 4 sau 6 trepte constă în antrenarea tuturor rotoarelor prin intermediul unui angrenaj de roţi dinţate. Principiul acestei soluţii constructive este redat în fig. 3.63. Rotoarele, două câte două, sunt montate pe câte un ax care este pus în mişcare de un pinion central acţionat de un motor electric sau o turbină. În fig. 3.64 este redat modul de amplasare şi antrenare al rotoarelor unui astfel de turbocompresor în 4 trepte. Câteva tipuri de rotoare mai frecvent utilizate în asemenea turbocompresoare sunt prezentate în fig. 3.65. Principalele caracteristici tehnice ale acestor turbocompresoare sunt prezentate în tab. 3.7.

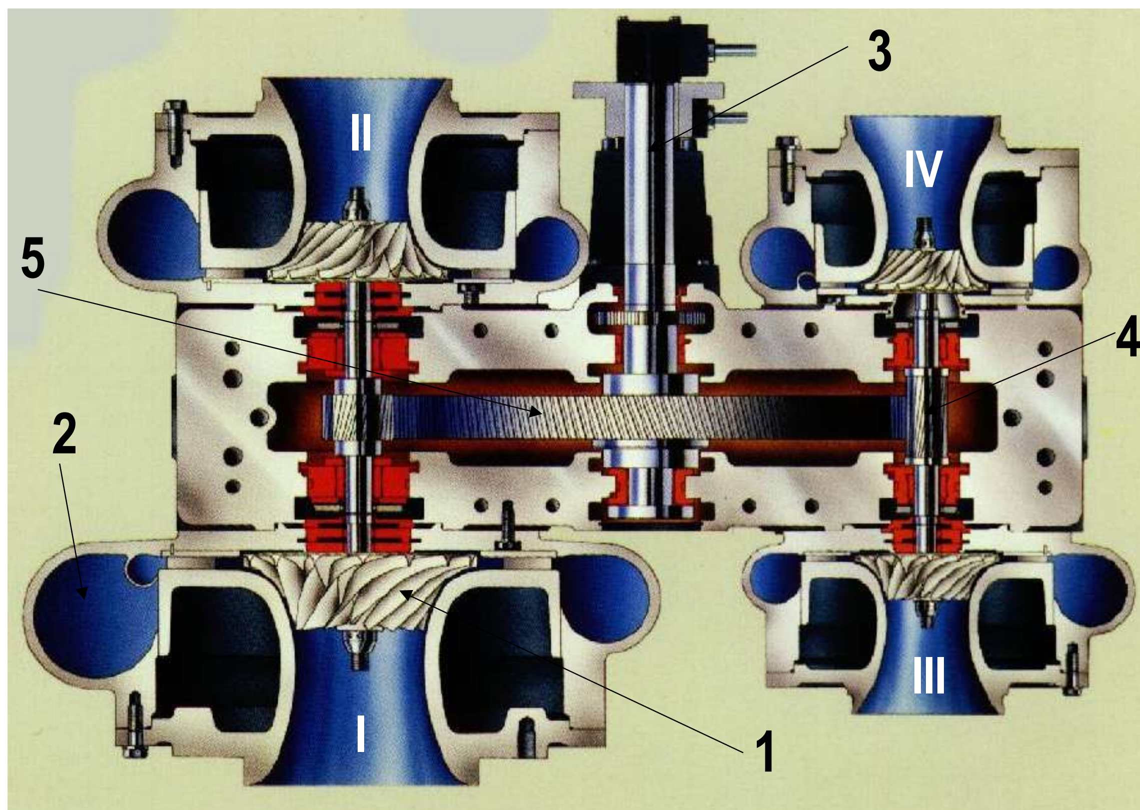


Fig. 3.64. Amplasarea treptelor de comprimare (I, II, III, IV) la un turbocompresor în 4 trepte: 1 – rotoare; 2 – carcase; 3 – ax de antrenare; 4 – pinioane; 5 – pinion de antrenare.



Fig. 3.65. Tipuri de rotoare pentru turbocompresoare

Tab. 3.7.Caracteristicile unor turbocompresoare

Tipul compresorului	Debit de alimentare [Nm^3/h]	Presiune de refulare [MPa]	Presiune maximă [MPa]	Număr de trepte	Putere maximă necesară [kW]
HR	6800 – 34000	0,55	-	2	2250
HL	6800 – 34000	1,35	-	3	3000
HM	8500 – 30000	3,0	-	4	3750
TP	1000 – 17000	1,0	5,5	3	6000
GT-2 .. GT-4	1500 – 110000	2,5	8,0	2 – 4	9000
GT-5, GT-6	6000 – 80000	8,0	8,0	5 – 6	11250

Turbocompresoarele axiale prezintă – pentru debite de peste 85000 m^3/h – avantaje față de turbocompresoarele centrifugale radiale: randamente superioare, greutate mai mică, gabarit redus.

Față de compresoarele cu piston, turbocompresoarele prezintă avantajele că asigură un debit uniform, sunt mai flexibile şi mai sigure în exploatare, implică cheltuieli de exploatare mai mici şi se pot automatiza uşor. Reglarea se realizează automat sau manual, fie prin variația turației, fie prin laminarea gazului în conducta de aspirație (la turație constantă). Nu se recomandă reglarea prin reîntoarcerea parțială a gazelor refulate în linia de aspirație, întrucât metoda este neeconomică, gazele refulate trebuie răcite şi este dificilă dimensionarea răcitorului în aceste condiții.

Punerea în funcțiune a unui turbocompresor se face cu ventilul de pe refulare închis, eventual cu ventilul de pe linia de recirculare în linia de aspirație (by-pass) parțial deschis, până când compresorul ajunge la turația de regim. Când sunt în funcțiune mai multe compresoare în paralel, întrucât presiunea de refulare – când ventilul de pe refulare este închis – este mai mică decât presiunea de operare necesară, curgerea se va inversa şi compresorul va intra în trepidații puternice. Pentru evitarea apariției acestei situații la pornire, fie se va reduce (prin laminare) presiunea de aspirație, fie se va reîntoarce o parte din gazele din nou în linia de aspirație.

3.4. PRODUCEREA VIDULUI

Pentru acoperirea necesităților extrem de variate privind realizarea vidului în instalațiile industriei alimentare (în special în instalațiile de distilare, evaporare, uscare, liofilizare, etc.) se folosesc maşini, aparate şi dispozitive extrem de diverse, reunite sub denumirea generică de “pompe de vid”.

3.4.1. CLASIFICAREA POMPELOR DE VID

Dispozitivele de producere a vidului se pot clasifica după mai multe criterii: după nivelul vidului realizat; după modul în care se produce vidul, după principiul constructiv, etc.

În tab. 3.8. este redată clasificarea pompelor de vid în funcție de modul de acțiune al acestora.

Tab. 3.8.Clasificarea pompelor de vid

<table>
<tr><td rowspan="20">POMPE DE VID</td><td rowspan="8">Pompe mecanice</td><td colspan="2">Pompe cu piston cu mişcări alternative</td></tr>
<tr><td rowspan="5">Pompe rotative</td><td>Pompe cu rotoare paletate fără lichid de etanşare</td></tr>
<tr><td>Pompe cu inel de lichid</td></tr>
<tr><td>Pompe cu palete în rotor</td></tr>
<tr><td>Pompe cu sertar</td></tr>
<tr><td>Pompe cu rotoare conjugate</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Pompe moleculare</td><td>Pompe moleculare propriu-zise</td></tr>
<tr><td>Pompe turbomoleculare</td></tr>
<tr><td rowspan="4">Pompe cu jet</td><td>Pompe cu jet de lichid</td><td>Ejectoare cu lichid (apă sau mercur)</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Pompe cu jet de vapori</td><td>Ejectoare cu vapori (apă, mercur, ulei)</td></tr>
<tr><td>Pompe de difuziune fără fracționare</td></tr>
<tr><td>Pompe de difuziune cu fracționare</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Pompe de condensare</td><td rowspan="2">Condensatoare în fază lichidă</td><td>Capcane răcite</td></tr>
<tr><td>Condensatooare</td></tr>
<tr><td>Condensatoare în fază solidă</td><td>Pompe criogenice</td></tr>
<tr><td rowspan="5">Pompe de sorbție</td><td rowspan="2">Utilizând mijloace de absorbție regenerabile termic</td><td>Capcane cu absorbție</td></tr>
<tr><td>Pompe de sorbție</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Utilizând straturi de getter regenerabile continuu</td><td>Pompe cu evaporare de getter</td></tr>
<tr><td>Pompe cu pulverizare ionică a getterului</td></tr>
<tr><td>Pompe cu getter neevaporabil</td></tr>
</table>

3.4.2. MĂRIMI CARACTERISTICE POMPELOR DE VID

Indiferent de tipul constructiv, orice pompă de vid este caracterizată de următoarele mărimi:

- **Viteza de acțiune** (debitul volumic) reprezintă volumul de gaz aspirat de pompă, măsurat în secțiunea de aspirație a pompei, în unitatea de timp [m^3/s];
- **Presiunea finală** (vidul limită) reprezintă presiunea cea mai redusă care poate fi obținută prin funcționarea unei pompe care videază o incintă în care aportul de gaze este nul [Pa];
- **Debitul** (masic) este cantitatea de gaz aspirată de pompa de vid din incintă în unitatea de timp, determinată ca produsul dintre debitul volumic în secțiunea de aspirație şi presiunea în aceeaşi secțiune, măsurate simultan [Pa.m^3/s] = [J/s] = [W].

Dependența dintre debitul volumic al pompei şi presiunea la aspirație reprezintă **caracteristica de funcționare** (caracteristica de pompaj). Reprezentarea grafică a acesteia permite determinarea:
- presiunii maxime la care lucrează pompa de vid dată;
- presiunii minime realizabile cu pompa de vid dată;
- variației debitului de gaz aspirat în funcție de valoarea presiunii în secțiunea de aspirație a pompei.

Pe baza caracteristicii de funcționare a pompei se poate determina regimul optim şi se pot stabili limitele de utilizare rațională pentru o pompă dată.

3.4.3. POMPE DE VID MECANICE

Sub această denumire sunt cuprinse toate tipurile de pompe cu antrenare mecanică utilizate pentru evacuarea gazelor din incinte la presiuni subatmosferice. Pompele cu piston nu se mai folosesc în instalațiile noi, iar pompele rotative cu palete fără lichid de etanşare sunt pompe de debit mare (1,4 – 1,7 m^3/s), pentru vid grosier, utilizate destul de rar.

3.4.3.1. POMPE ROTATIVE CU INEL DE APĂ

Sunt caracterizate prin simplitate constructivă şi robustețe, făcându-le extrem de potrivite pentru evacuarea incintelor care conțin cantități mari de vapori de apă sau gaze cu conținut de praf. Principiul lor de funcționare a fost prezentat în secțiunea 3.3.3.1. (pag. 68). După numărul treptelor identice într-o singură carcasă se întâlnesc pompe monoetajate şi bietajate, complicarea constructivă având ca scop atingerea unui vid limită mai scăzut, ajungându-se până la circa 95%. Vidul limită realizat de o astfel de pompă este determinat de gradul de comprimare în pompă (deci de numărul şi forma paletelor, de faptul că pompa este mono- sau bietajată) şi de presiunea parțială a vaporilor de apă la temperatura de lucru a pompei.

Astfel de pompe se utilizează în procesele industriale în care se extrag cantități mari de apă, în instalațiile de uscare, la extragerea apei de pe suprafața materialelor, în instalații de impregnare, precum şi pentru amorsarea instalațiilor de pompare industriale.

3.4.3.2. POMPE CU PISTON ROTATIV, ETANŞATE CU ULEI

3.4.3.2.1. Pompe cu palete culisante în rotor

Principial, aceste pompe sunt asemănătoare cu pompele prezentate în secțiunea 3.3.3.2. În statorul cilindric este montat un rotor crestat în care se deplasează paletele care mențin contactul permanent cu suprafața interioară a statorului, sub acțiunea arcurilor de apăsare şi a forței centrifuge. Aerul aspirat prin orificiul de aspirație în spațiul *A* este comprimat în spațiul *B* şi împins de flancul anterior al paletei până la evacuarea prin orificiul de evacuare cufundat în ulei (fig. 3. 66 a). Baia de ulei serveşte concomitent pentru ungerea pieselor în mişcare, pentru etanşare şi pentru umplerea spațiului mort sub supapa de refulare.

Construcțiile duplex, formate din două pompe identice introduse într-o baie de ulei comună (fig. 3.66 b), sunt utilizate pentru obținerea presiunilor mai scăzute.

Din caracteristica de funcționare a acestor pompe (fig. 3.66 c, d) se constată că viteza lor de acțiune rămâne constantă în intervalul de presiuni absolute 0,1 MPa – 0,1 kPa, după care scade rapid în cazul pompelor monoetajate.

Pompele monoetajate au aplicații în obținerea vidului preliminar pentru pompele de difuziune, uscare, degazare, distilare, ambalare, îndepărtarea solvenților. Pompele bietajate se utilizează în plus şi în procesele de liofilizare.

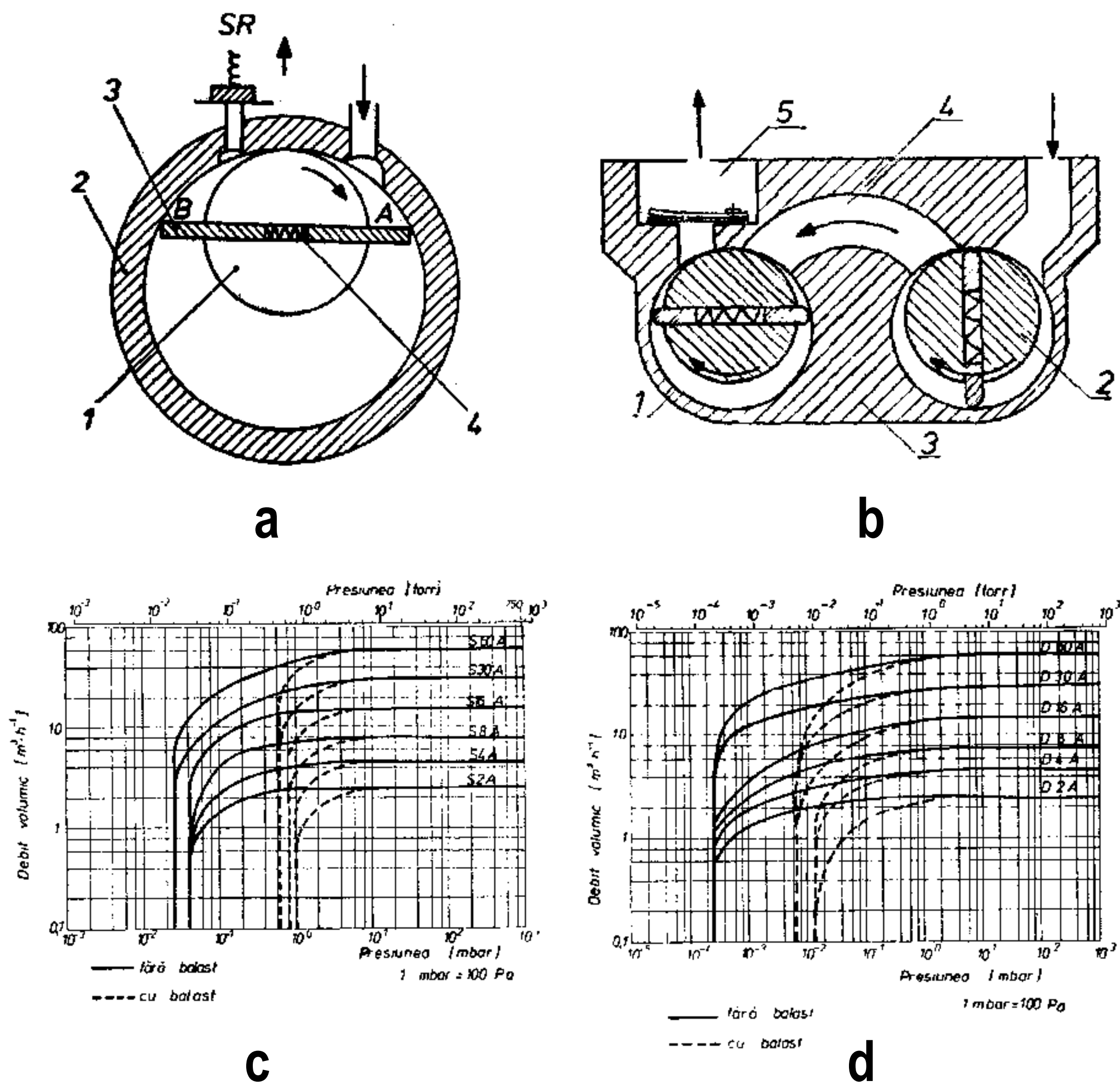


Fig. 3.66. Pompe cu palete culisante în rotor:
***a** – pompă monoetajată (Simplex):*
1 – rotor; 2 – stator; 3 – palete; 4 – resort de apăsare; SR – supapa de refulare; A – aspirație; B – refulare.
***b** – pompă bietajată (Duplex):*
1 –rotorul etajului de presiune înaltă; 2 – rotorul etajului de presiune joasă; 3 – statorul pompei; 4 – canal de legătură între etaje; 5 – supapa de refulare.
***c** – caracteristica de funcționare a pompelor Simplex;*
***d** – caracteristica de funcționare a pompelor Duplex.*

3.4.3.2.2. Pompe cu paletă în stator

Constructiv şi funcțional este identică cu compresorul redat în fig. 3.55 b (pag. 69). Baia de ulei din stator îndeplineşte aceleaşi funcțiuni ca şi la pompa cu palete culisante în rotor. Față de aceasta are un randament superior, datorită faptului că spațiul mort şi neetanşeitățile sunt mult reduse.

3.4.3.2.3. Pompe cu sertar

Aceste pompe (fig. 3.67) sunt prevăzute cu un sertar pus în mişcare de către un excentric pe fața interioară a statorului. Gazul aspirat prin racordul şi canalul de aspirație intră în camera de compresie, comprimat prin rotirea sertarului – care este solidar cu canalul de aspirație - în direcția indicată în figură, astfel că atingând o presiune superioară celei atmosferice este refulat prin supapa de refulare imersată în ulei. Baia de ulei serveşte şi la etanşare, ungere şi umplerea spațiului mort. Şi aceste pompe pot fi construite în variante monoetajate şi bietajate.

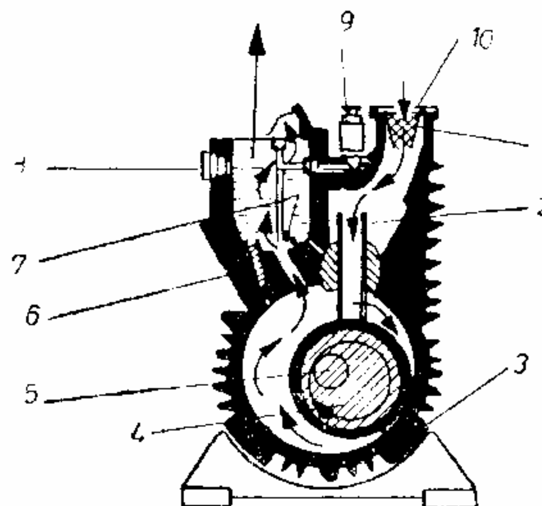


Fig. 3.67. Pompa mecanică rotativă cu sertar: 1 – racord de aspirație; 2 – sertar; 3 – stator; 4 – excentric; 5 – arbore de antrenare; 6 – canal de ulei; 7 – supapă de refulare; 8 – fereastră de nivel; 9 – ventil de balast; 10 – tobă de refulare; 11 – filtru de praf.

La unele dintre pompele etanşate cu ulei se injectează gaze (aşa-numitul balast de gaze) pentru a evita condensarea vaporilor în spațiul de lucru al pompelor. În acest caz, presiunea finală obținută de pompă creşte, reducându-se gradul de compresie, dar se evită fenomenul nedorit de emulsionare a uleiului cu apa condensată.

Câteva caracteristici ale pompelor mecanice rotative etanşate cu ulei sunt prezentate în tab. 3.9.

Tab. 3.9. Caracteristici funcționale ale unor pompe mecanice rotative etanşate cu ulei (PVP)

Tipul pompei		**Caracteristici**		**Număr de trepte**	**Putere consumată [kW]**	**Masa pompei [kg]**
		Debit la 0,1 kPa [m³/h]	**Presiune limită [Pa]**			
SIMPLEX	**4S**	4	5	1	0,30	14
	10S	8			0,30	14
	25S	22			0,55	38
	60S	55			1,50	85
	160S	160			4,00	160
DUPLEX	**4D**	4	1	2	0,37	16
	10D	8			0,55	25
	25D	22			0,75	40
	60D	55			1,50	88
	160D	160			4,00	170

3.4.4. POMPE CU ROTOARE CONJUGATE

Aceste pompe au fost preluate din construcția de motoare unde erau utilizate ca turbosuflante. Constructiv şi funcțional sunt identice cu suflantele *Roots* (fig. 3.56 a, pag. 70). Sunt utilizate în combinație cu pompele de vid preliminar (pompe cu piston rotativ, pompe cu inel de apă, etc.) şi lărgesc domeniul de utilizare al acestora foarte mult în domeniul vidului fin (100 – 1 Pa). Presiunea limită realizată de aceste pompe poate fi scăzută sub 0,01 Pa prin scăderea presiunii în zona de vid preliminar, adică prin utilizarea unei pompe cu rotoare conjugate, cuplate în serie sau prin utilizarea unei pompe de vid preliminar cu presiune limită mai scăzută (pompă rotativă etanşată cu ulei, de exemplu).

Se construiesc astfel de pompe cu viteze de acțiune de peste 2750 m^3/s, la turații de 1500 – 2000 rot/min (pentru pompele mici), respectiv 2000 – 3000 rot/min (pentru pompele mari).

Caracteristicile unor pompe cu rotoare conjugate sunt redate în tab. 3.10.

Tab. 3.10. Caracteristici funcționale ale unor pompe de vid cu rotoare conjugate (PVR)

Tipul pompei	Caracteristici			Putere consumată [kW]	Masa pompei [kg]
	Pompa auxiliară recomandată	Presiune limită [Pa]	Debit la 70 Pa [m^3/h]		
PVR – 250 S	PVP – 160 D	0,1	210	1,1	85
PVR – 1000 S	PVP – 160 D	0,1	900	4,0	150

Se utilizează în domeniile în care este nevoie de presiuni limită de 10 – 0,1 Pa, în incinte din care se evacuează cantități mari de gaze: distilare în vid, uscare în vid, etc.

3.4.5. POMPE MOLECULARE

Când o moleculă loveşte elastic o suprafață, ea ricoşează după o direcție determinată de egalitatea între unghiul de incidență şi cel de reflecție; dacă suprafața se mişcă, molecula primeşte un impuls în direcția mişcării suprafeței, şi direcția de întoarcere a moleculei (după lovirea suprafeței) este abătută în direcția şi sensul de mişcare al suprafeței. Efectul este sensibil numai când drumul liber mijlociu al moleculelor este suficient de mare, adică la presiuni scăzute; în caz contrar, numeroase ciocniri ulterioare, cu alte molecule, anihilează efectul de antrenare al suprafeței mobile.

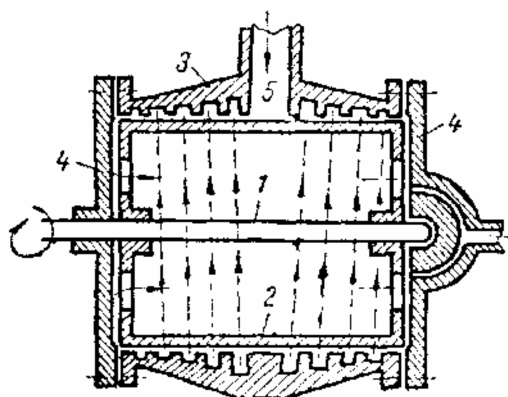


Fig. 3.68. Pompa moleculară Holweck: 1 – arbore; 2 – rotor cilindric; 3 – carcasă cu şanțuri elicoidale; 4 – capace; 5 – racord la pompa de vid preliminară.

3.4.5.1. POMPA MOLECULARĂ HOLWECK

Această pompă moleculară (fig. 3.68) se compune dintr-un rotor cilindric, neted, care se roteşte cu turație mare într-o carcasă prevăzută pe fața interioară cu şanțuri elicoidale de adâncime descrescătoare de la mijloc spre capetele carcasei. Moleculele gazului de evacuat intră în pompă pe la mijlocul ei şi sunt deviate, prin numeroasele ciocniri cu suprafața tamburului, către capetele carcasei, unde sunt colectate de o pompă de vid preliminar.

Pompele *Holweck* ating presiuni de $0,13.10^{-3}$ Pa.

3.4.5.2. POMPE TURBOMOLECULARE

Aceste pompe de vid prezintă foarte multe asemănări constructive cu turbocompresoarelor moderne, viteza rotorului fiind de 15000 – 60000 rot/min. În fig. 3.69 este prezentată construcția unei pompe turbomoleculare orizontale, existând numeroase variante constructive inclusiv în execuție verticală.

Pompa turbomoleculară este alcătuită din mai multe trepte (disc stator + disc rotor) cuplate în paralel, canalele fiind cuplate între ele în serie. Cu toate că raportul de comprimare realizat într-o treaptă este redus, dat fiind numărul mare de trepte, gradul de comprimare realizat în construcțiile actuale de pompe turbomoleculare este cuprins între 10^3 – 10^{16}. Gradul de comprimare maxim este funcție de parametrii geometrici, de viteza periferică a rotorului şi de masa moleculară a gazului comprimat. În regim molecular, gradul de comprimare este independent de presiune.

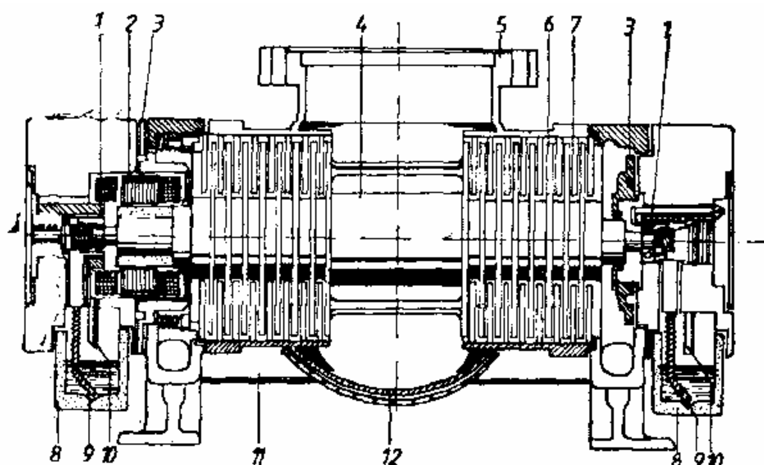


Fig. 3.69. Pompă turbomoleculară PFEIFFER-TURBO 200 orizontală:

1 – lagăr; 2 – motor; 3 – cameră cu labirint; 4 rotor; 5 – racord de vid înalt; 6 – disc rotor; 7 – disc stator; 8 – rezervor de ulei; 9 – conductă de ulei pentru lagăr; 10 – retur ulei; 11 – canal de vid preliminar; 12 – manta de încălzire.

Pompele turbomoleculare sunt active doar în domeniul curgerii moleculare (când drumul liber mijlociu al moleculelor este mai lung decât dimensiunile spațiului înconjurător). La interstiții de circa 1 mm între discuri sau între rotor şi stator, domeniul curgerii moleculare începe să apară la presiuni de aproximativ 0,5 Pa. Ca urmare, pompa turbomoleculară necesită o pompă de vid preliminar care aduce recipientul în acest interval de presiune. Debitul pompei de vid preliminar, care uzual este o pompă mecanică rotativă bietajată – trebuie să fie mai mare decât cel al pompei turbomoleculare. Aceste pompe asigură presiuni limită de 10^{-8} Pa, la viteze de acțiune cuprinse uzual între 10^2 – 10^4 l/s. În fig. 3.70 este redată caracteristica de funcționare a unei pompe turbomoleculare.

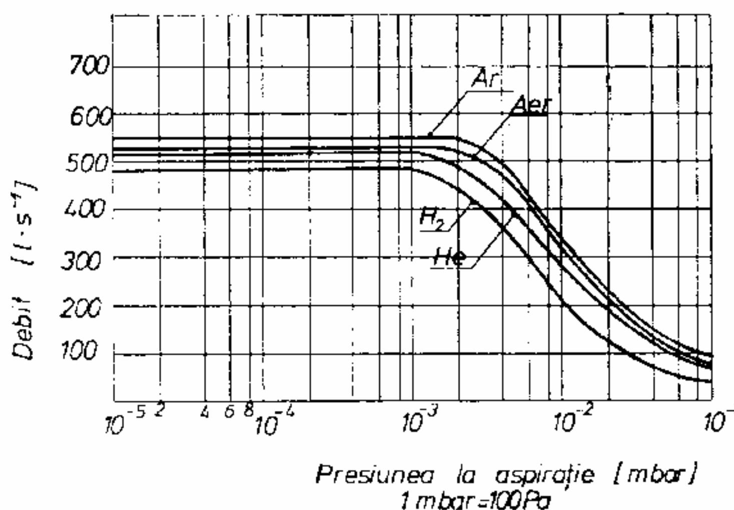


Fig. 3.70. Caracteristica de funcționare a pompei turbomoleculare TURBOVAC 550 M

3.4.6. POMPE DE VID CU JET DE ANTRENARE

3.4.6.1. POMPE DE VID CU JET DE LICHID

În practica de laborator se folosesc pompe de vid cu jet de apă de antrenare, cunoscute sub denumirea de “trompe de apă” sau “trompe de vid”, pentru realizarea vidului grosier în incinte de volum mic.

În fig. 3.71 este redată schema de principiu a unui astfel de dispozitiv, precum şi caracteristica sa de funcţionare.

Consumul de apă la aceste ejectoare este mare (aproximativ 1 m³/m³ de aer aspirat), iar vidul limită atinge 98% (circca 2 kPa).

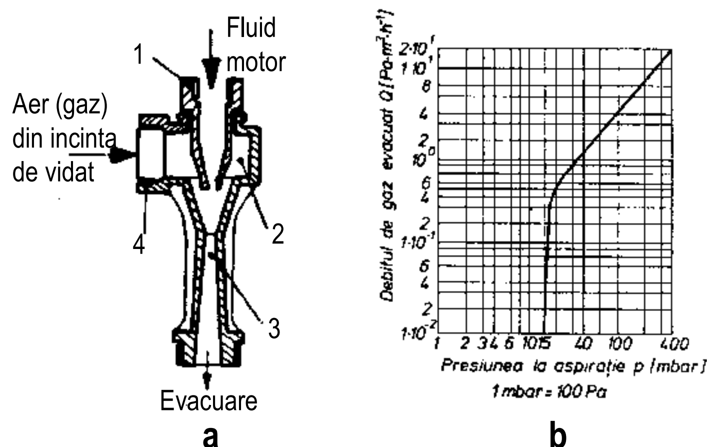


Fig. 3.71. Ejector cu jet de lichid:
a – schema de principiu; b – caracteristica de funcţionare.
1 – ajutaj; 2 – cameră de amestec; 3 – difuzor; 4 – racord de aspiraţie.

3.4.6.2. POMPE DE VID CU JET DE VAPORI

În această categorie importantă de pompe de vid sunt incluse; 1 – pompele cu ejectoare de vapori (ejectoarele); 2 – pompele de difuziune; 3 – pompele intermediare (*Booster*).

3.4.6.2.1. Pompe cu ejectoare de vapori

Aceste dispozitive sunt utilizate pentru pomparea unor cantităţi mari de gaze sau vapori în instalaţii industriale în care presiunea de lucru variază între cea atmosferică şi circa 1 Pa.

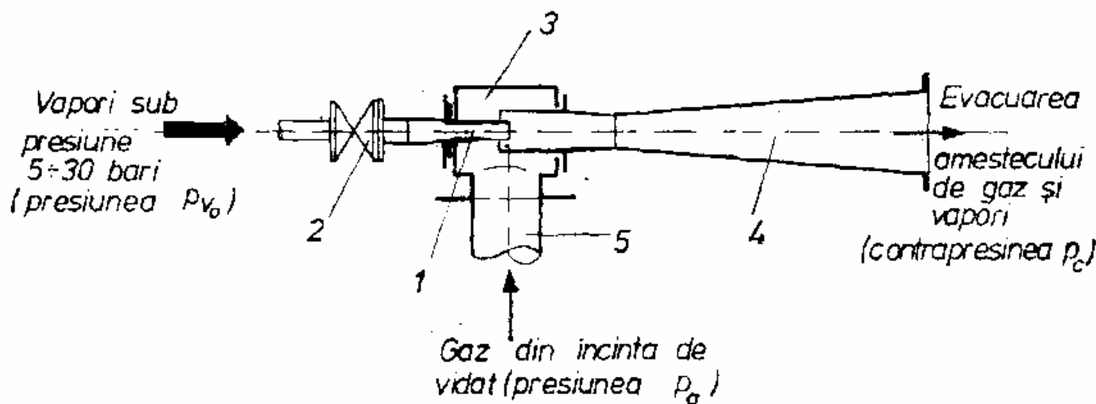


Fig. 3.72. Schema de principiu a ejectorului cu jet de vapori:
1 – ajutaj; 2 – racord de alimentare cu vapori de lucru; 3 – camera de amestec;
4 – difuzor; 5 - racord la incinta de vid.

Elementul central al unei pompe cu ejectoare de vapori este **ejectorul** (fig. 3.72). Constructiv identic cu injectoarele (vezi fig. 3.9 de la pag. 35), ele sunt alcătuite din următoarele elemente principale: ajutajul de intrare a fluidului motor, camera de amestec, difuzorul. Vaporii de înaltă presiune intră în ejector prin ajutajul convergent-divergent cu viteză supersonică sub forma unui jet laminar sau turbulent. În camera de amestec, datorită amestecării jetului de vapori cu particulele gazului care înconjoară jetul, se produce antrenarea gazului şi realizarea unui amestec uniform caracterizat prin distribuția uniformă a tuturor parametrilor amestecului (presiune, densitate, temperatură, viteză) pe secțiunea jetului. Mecanismul de funcționare al ejectorului este independent de caracterul curgerii vaporilor în ajutaj (laminară sau turbulentă). Urmare a transferului energetic din camera de amestec, cele două fluide îşi omogenizează energiile cinetice, iar în difuzor – prin micşorarea vitezei ca urmare a lărgirii secțiunii – energia cinetică a amestecului trece treptat în energie de presiune, astfel încât amestecul iese din difuzor cu presiune mai mare.

De obicei, în construcțiile uzuale, un ejector cu o treaptă comprimă gazul aspirat de 5 – 10 ori. De regulă, nu se construiesc ejectoare pentru grade de comprimare mai mari de 10, din considerente economice legate de creşterea consumului de vapori. Datorită acestor limitări, o pompă de vid cu ejector care lucrează cu evacuare în atmosferă poate realiza în incintele vidate presiuni de 10 – 20 kPa.

Pentru obținerea unor presiuni mai scăzute, este necesar să se monteze mai multe trepte în serie. În acest caz, după o treaptă ejectoare se montează un condensator în care vaporii condensează până la o presiune mai scăzută, iar gazul se pompează de către treapta următoare (fig. 3.73). Cu o pompă de vid în 5 trepte de ejectoare, de exemplu, se poate atinge o presiune finală de 1 – 100 Pa. În timpul funcționării pompelor cu ejectoare cu vapori de apă, la atingerea presiunilor mai mici de 500 Pa poate avea loc înghețarea ajutajelor; din acest motiv pe componentele ejectorului se sudează mantale de încălzire cu vapori.

Ejectoarele cu vapori se utilizează atât ca pompe de vid independente, cât şi ca trepte de ieşire în pompe de vid intermediare (*Booster*) sau de difuziune, în instalații de distilare în vid, etc.

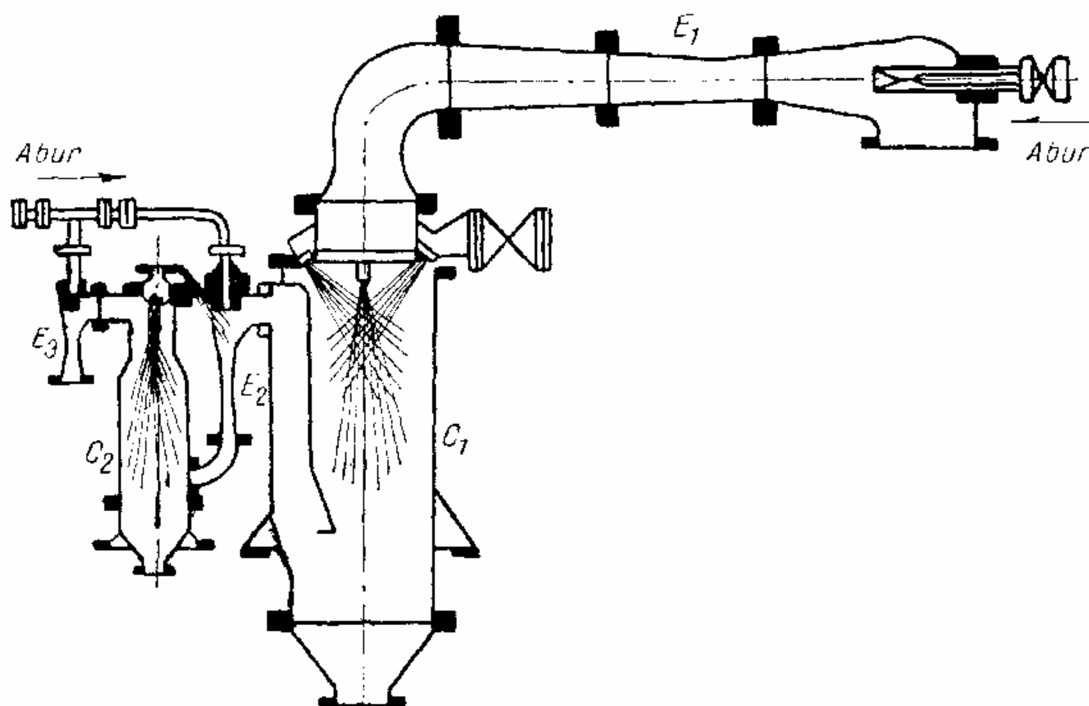


Fig. 3.73. Schema unei pompe de vid industrial în trei trepte de ejectoare:
E_1, E_2, E_3 – ejectoare; C_1, C_2 – condensatoare.

3.4.6.2.2. Ejectoare cu vapori de mercur

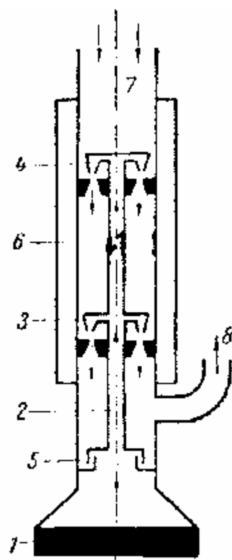


Fig. 3.74. Ejector cu vapori de mercur în două trepte:
1. *fierbător;*
2. *tub central pentru repartizarea vaporilor de mercur;*
3. *ejector treapta I;*
4. *ejector treapta a II-a;*
5. *închidere cu mercur;*
6. *manta de răcire cu apă;*
7. *legătură la recipientul de vidat;*
8. *legătură la pompa de vid preliminar.*

Aceste pompe (fig. 3.74) servesc pentru obținerea presiunilor cuprinse între 13 Pa şi 0,13 Pa. Mercurul circulă în circuit închis: vaporii de mercur formați în fierbător urca prin tubul central, țâşnesc prin ejectoare antrenând gazul de evacuat, condensează prin acțiunea mantalei de răcire (cu apă), mercurul lichid revine în fierbător prin închiderea cu mercur de la partea inferioară a aparatului. Ejectorul este legat la o pompă rotativă de vid preliminar.

3.4.6.2.3. Pompe de difuziune

Sub această denumire sunt cunoscute pompele de vid care funcționează pe principiul difuzării gazului sau vaporilor de evacuat, în curentul vaporilor unor substanțe, care, la temperatură normală, au presiuni de vapori mici (ulei special, mercur).

Circuitul de vapori se realizează prin fierberea substanței lichide şi condensarea vaporilor după ce ei au antrenat, către spațiul de evacuare (legat la o pompă de vid preliminar), gazul de evacuat. Deoarece difuziunea unui gaz *A* într-un alt gaz *B* nu depinde de presiunea totală a gazului *A* ci de presiunea parțială a gazului *A* în amestecul (*A* + *B*), gazul de evacuat *A* difuzează în vaporii antrenați *B*, indiferent de presiunea lui inițială. La presiuni mici, când drumul liber mijlociu al moleculelor este mare, difuzarea gazului se face destul de repede, pentru ca principiul să aibă aplicații practice la pompele de vid.

Organul de lucru esențial care produce evacuarea gazelor este un jet supersonic de vapori de mercur sau ulei special. Datorită modului de acțiune al jetului de antrenare, pompele de difuziune fac parte din clasa pompelor de vid cu jet de vapori de antrenare, dar în nici un caz nu funcționează cu evacuare directă în atmosferă, necesitând în mod necondiționat o pompă auxiliară de vid preliminar.

Pompele de difuziune sunt utilizate pentru obținerea vidului într-un interval de presiuni începând de la maximum 0,1 Pa, putându-se extinde în cazuri speciale până la 10^{-10} Pa. Vitezele de acțiune realizate pot varia de la valori de ordinul litrilor pe secundă până la circa 100 m^3/s.

Ca principiu constructiv (fig. 3.75), pompele de difuziune sunt similare ejectoarelor cu vapori de mercur. Pompele de difuziune cu mercur sunt confecționate fie din sticlă (fig. 3.76), fie din oțel inoxidabil (fig. 3.77). La exploatarea acestor pompe trebuie luate măsuri speciale de tehnica securității muncii, având în vedere faptul că se lucrează cu vapori nocivi de mercur.

Pompele de difuziune moderne folosesc drept fluid de lucru uleiuri speciale (fig. 3.78). Funcționarea pompei de difuziune cu ulei depinde de temperatura apei de răcire. La creşterea temperaturii apei de răcire de la 293 K la 323 K, presiunea limită realizată de pompă creşte de patru ori. În multe cazuri, exploatarea pompelor de difuziune răcite cu apă este incomodă (cazul instalațiilor mobile). În aceste condiții se utilizează răcirea forțată cu aer, cu ajutorul unui ventilator montat pe corpul pompei.

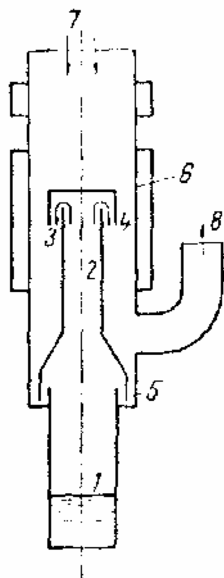


Fig. 3.75. Pompa de difuziune – schemă de principiu: 1 – fierbător; 2 – tub central; 3 – fantă circulară pentru ieşirea vaporilor antrenați; 4 – fantă circulară pentru trecerea gazului; 5 – închidere hidraulică; 6 – manta de răcire; 7 – legătură la recipientul de evacuat; 8 – legătură la pompa de vid preliminar.

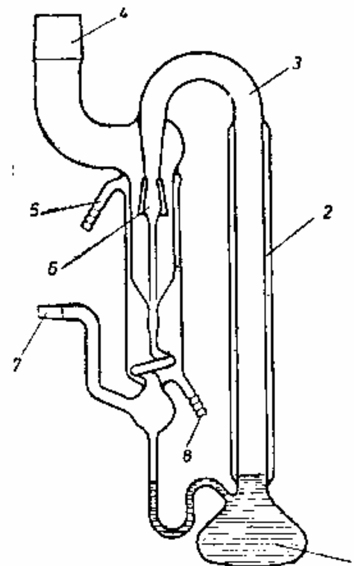


Fig. 3.76. Pompă de difuziune cu mercur confecționată din sticlă: 1 – rezervor de mercur; 2 – manta de răcire; 3 – racord pentru vapori de mercur; 4 – racord la incinta de vidat; 5 – racord de ieşire a apei de răcire curente; 7 – racord de vid preliminar; 8 – racord de intrare a apei de răcire.

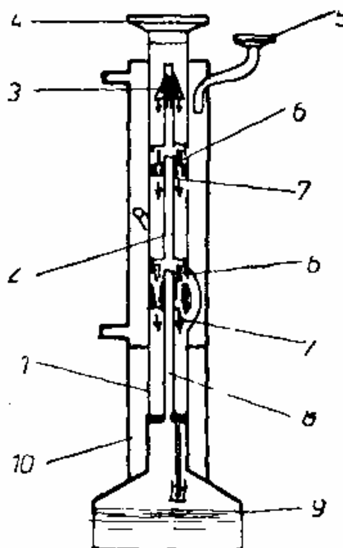


Fig. 3.77. Pompă de difuziune cu mercur, confecționată din metal: 1 – corpul pompei; 2 – coloană interioară; 3 – ajutajul treptei de vid înalt; 4 – racord de vid înalt; 5 – racord de vid preliminar; 6,7 – ajutaje intermediare; 8 – conductă de alimentare; 9 – fierbător; 10 – manta de răcire cu

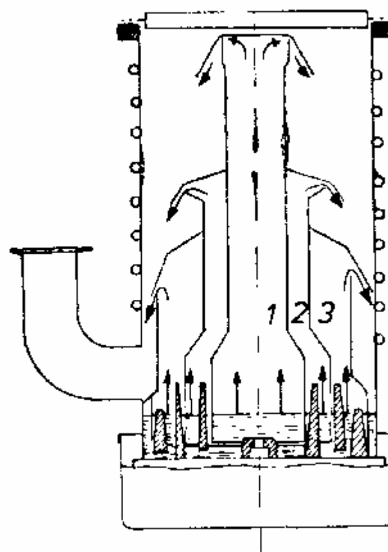


Fig. 3.78. Pompă de difuziune cu ulei: 1 – centrul fierbătorului; 2 – partea mediană a fierbătorului; 3 – partea externă a fierbătorului.

Instalațiile de vid cu pompe de difuziune acoperă întreaga gamă a vidului fin, înalt şi ultraînalt, unde este necesar să se obțină presiuni sub 1 Pa şi debite volumice de la câțiva litri pe secundă până la 30000 – 50000 l/s, vidul limită obținut fiind de circa 10^{-10} Pa. Sunt utilizate în fabricarea medicamentelor precum şi în izolarea sau sintetizarea vitaminelor. Caracteristicile câtorva pompe de difuziune sunt redate în tab. 3.11.

Tab. 3.11. Caracteristici funcționale ale unor pompe de difuziune cu ulei

Tipul pompei	Debit la $1{,}33.10^{-2}$ Pa [m³/s]	Presiune limită [Pa]	Putere consumată [kW]	Debit apă răcire [l/h]	Volum de ulei [l]	Masa pompei [kg]
PVDIF-05-100	0,5	$1{,}33.10^{-4}$	0,600	20	0,150	6
PVDIF-1-160	1		0,920	20	0,400	10
PVDIF-5-400	5		6,600	230	3,000	80
PVDIF-20-630	20		8,400	480	8,000	300

3.4.7. ALEGEREA POMPELOR DE VID

O pompă de vid trebuie să evacueze un sistem dat într-un timp acceptabil şi să ajungă la nivelul de vid dorit, pe care să-l mențină pe toată durata procesului. Aceste condiții sunt interdependente, iar relația dintre ele este dată de caracteristica de funcționare a pompei. În fig. 3.79 sun redate, comparativ, caracteristicile de pompaj ale mai multor tipuri de pompe de vid.

Debitul masic al pompelor de vid variază altfel decât debitul volumic; pe când debitul volumic are un maxim, debitul masic scade continuu cu reducerea presiunii, ca urmare a variației densității gazului cu presiunea.

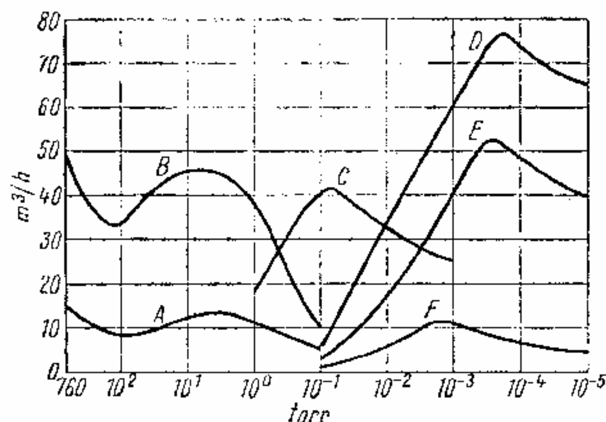


Fig. 3.79. Caracteristici de pompaj pentru diferite pompe de vid:
A, B – pompe cu rotor excentric; C – ejectoare cu vapori de mercur; D, E, F – pompe de difuziune.

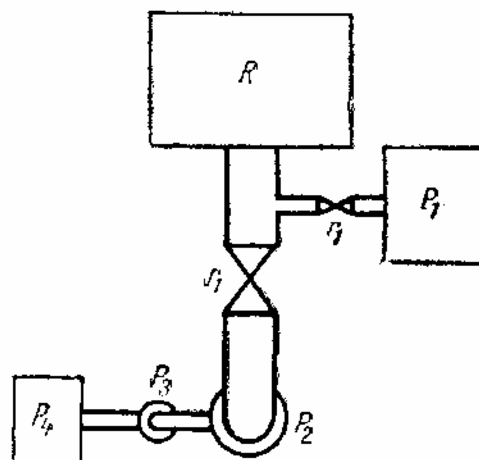


Fig. 3.80. Dispunerea pompelor de vid într-o instalație industrială

Pentru evacuarea unui recipient până la vid înaintat se folosesc instalații formate din mai multe pompe de vid montate în serie şi în paralel. Pentru instalațiile industriale este avantajos montajul din fig. 3.80, pompele de vid utilizate având caracteristicile din tab. 3.12.

Cu ajutorul robinetelor r_1 şi r_2 se face întâi legătura la pompa P_1 şi apoi, când s-a atins vidul parțial corespunzător posibilităților pompei P_1, se comută legătura la seria de pompe P_2, P_3, P_4. Montajul este mai

economic decât dacă s-ar folosi numai pompele P_2, P_3, P_4; acestea ar trebui să fie destul de mari pentru ca evacuarea incintei *R* să se facă într-un timp acceptabil.

Tab. 3.12. Caracteristicile pompelor de vid ale instalației din fig. 3.80

Pompa	Tipul pompei	Debitul (m_V) la presiunea (P)		Presiunea realizată [Pa]	
		m_V [m³/s]	P [Pa]	maximă	preliminară
P_1	Rotativă, cu tambur excentric	100	10^5	1,3	-
P_2	De difuziune, cu ulei	450	13.10^{-2}	4.10^{-4}	7
P_3	De difuziune, cu ulei	35	13.10^{-2}	4.10^{-4}	50
P_4	Rotativă, cu tambur şi lamele	5	10^5	0,3	-

3.5. CONDUCTE ŞI ARMĂTURI

Transportul fluidelor prin conducte reprezintă o necesitate tehnologică, pentru asigurarea fluxului continuu în instalațiile în care materialele prelucrate se găsesc în stare fluidă sau pseudofluidă. De asemenea, transportul sub presiune, prin conducte, reprezintă o metodă avantajoasă de transport îndeosebi la debite mari şi pe distanțe lungi. În măsura posibilităților, prin conducte se transportă şi materiale solide, prin antrenarea lor cu ajutorul unui lichid (hidrotransportul suspensiilor, nămolurilor, corpurilor mari: tomate, tuberculi, sfecle, etc.) sau al unui gaz (transportul pneumatic al pulberilor şi granulelor: cereale, mazăre uscată, linte, etc).

Energia necesară transportului fluidelor prin conducte se transmite acestora prin intermediul agregatelor de pompare (pompe, compresoare, etc.).

3.5.1. CONDUCTE

Pentru transportul fluidelor servesc **conductele** şi **canalele**. Gazele, fiind fluide expandabile, ocupă întotdeauna întreaga secțiune a conductei; lichidele, curgând orizontal sau descendent, ocupă uneori numai o porțiune din secțiunea conductei. Canalele sunt conducte în care lichidul în curgere nu ocupă întreaga secțiune transversală (curgerea lichidului este cu suprafață liberă). Canalele pot fi închise (circulare, dreptunghiulare, ovoidale) sau deschise (semicirculare, dreptunghiulare, trapezoidale).

O conductă este un ansamblu de elemente montate pe un traseu stabilit care serveşte la transportul şi distribuția fluidelor sau a materialelor aflate în stare pseudofluidă. Elementul principal al unei conducte îl constituie tubulatura (țevile), pe care se montează, în funcție de scop, diverse echipamente: piese de legătură, piese fasonate (fitinguri), armături, aparate de măsură şi control, compensatori de dilatație, etc.

Pentru a se limita la un număr minim, rațional de tipodimensiuni, şi pentru a asigura asamblarea lor, conductele şi armăturile au fost standardizate. Mărimile caracteristice tuturor elementelor de conductă sunt diametrul nominal (D_n) şi presiunea nominală (P_n).

Diametrul nominal este o mărime apropiată diametrului interior al conductei (pentru conducte cu diametrul cuprins între 0,08 – 0,30 m) şi egală cu diametrul exterior al conductei (pentru conducte având diametrul mai mare de 0,30 m). Cu unele abateri, valorile diametrelor nominale corespund valorilor rotunjite ale numerelor normale din şirul R20 (termenii unui şir geometric având rația: $\sqrt[20]{10} = 1{,}12$). În sistem metric, diametrul nominal se exprimă în mm, în timp ce în sistemul anglo-saxon exprimarea sa se face în inch (tab. 3.13).

Presiunile nominale sunt valori corespunzătoare valorilor numerelor normale din şirul R10 (termenii şirului geometric având rația: $\sqrt[10]{10} = 1{,}25$). Fiecărei presiuni nominale (tab. 3.14) îi corespunde o **presiune de**

încercare (P_{inc}). În funcție de agresivitatea şi temperatura fluidului din conductă, presiunea de lucru (presiunea de regim) este stabilită la o valoare cel mult egală cu valoarea presiunii nominale.

Tab. 3.13. Diametre nominale standardizate

Diametrul nominal		Diametrul nominal		Diametrul nominal		Diametrul nominal	
[mm]	[inch]	[mm]	[inch]	[mm]	[inch]	[mm]	[inch]
6	1/8”	50	2”	300	12”	1000	40”
8	1/4"	65	2 1/2"	350	14”	1200	48”
10	3/8”	80	3”	400	16”	1400	56”
15	1/2"	100	4”	500	20”	1600	64”
20	3/4"	125	5”	600	24”	1800	72”
25	1”	150	6”	700	28”	2000	80”
32	1 1/4"	200	8”	800	32”	2200	88”
40	1 1/2"	250	10”	900	36”	2400	96”

Tab. 3.14. Presiuni nominale (P_n) şi de încercare (P_{inc}) standardizate [MPa]

P_n	P_{inc}	P_n	P_{inc}	P_n	P_{inc}	P_n	P_{inc}
0,10	0,20	1,6	2,4	10,0	15,0	40,0	56,0
0,25	0,40	2,5	3,8	16,0	24,0	64,0	80,0
0,60	0,90	4,0	6,0	25,0	35,0	100,0	125,0
1,00	1,50	6,4	9,6	32,4	45,0	160,0	-

3.5.2. ECHIPAMENTELE CONDUCTELOR

3.5.2.1. TUBULATURA

Majoritatea elementelor care formează traseul unei conducte şi care limitează spațiul de circulație al fluidului o formează țevile. Acestea se confecționează din diferite materiale metalice sau nemetalice, funcție de fluidul vehiculat.

Pentru fluidele tehnologice din industria alimentară se utilizează cu precădere țevi confecționate din oțeluri inoxidabile austenitice: UNS S30400 (cu 17 – 19% Cr şi 8,5-10,5 % Ni) şi UNS S31600 (cu 16,5 – 18,5% Cr, 10,5 – 13,5% Ni şi 2,00 – 2,50% Mo). Utilizarea oțelurilor inoxidabile este necesară pentru evitarea impurificării fluidelor vehiculate cu produşi de coroziune. În plus, aceste oțeluri sunt uşor de curățat şi de sterilizat.

Pentru utilități (apă de răcire, apă de spălare, aer comprimat, abur) se utilizează țevi confecționate din oțel carbon sau oțeluri slab aliate, în construcție sudată sau nesudată.

Țevile din materiale plastice (polipropilenă, policlorură de vinil, politetrafluoretilenă, poliacrilamidă, etc.) se utilizează pentru vehicularea unor fluide la temperaturi şi presiuni moderate.

Transportul prin conducte al fluidelor cu temperaturi diferite de cea a mediului înconjurător este însoțit de transferul de căldură între fluid şi mediu, ceea ce ar putea influența regimul tehnologic al instalațiilor sau ar putea produce deranjamente la transport. Pentru diminuarea transferului termic se practică izolarea termică a conductelor: conductele sunt învelite cu materiale având un coeficient de conductivitate termică foarte scăzut (vată de sticlă, spumă de sticlă, azbest, etc.).

În cazul conductelor prin care se vehiculează fluide care se pot solidifica la scăderea temperaturii, se utilizează conducte de însoțire cu agent termic (uzual abur) introduse în aceeaşi izolație cu conducta de fluid tehnologic. Tot în scopul evitării solidificării fluidului transportat se practică încălzirea electrică a conductelor de transport.

3.5.2.2. ELEMENTE DE LEGĂTURĂ

Elementele de conductă (țevile) se pot îmbina între ele prin asamblări nedemontabile sau demontabile. Ambele moduri de îmbinare trebuie să asigure etanşeitatea, rezistența, stabilitatea chimică şi durabilitatea, în starea de regim a conductei. Alegerea tipului de îmbinare se face în funcție de compatibilitatea materialelor elementelor îmbinate, de siguranța în exploatare, de condițiile de funcționare, de posibilitățile de montaj, de costuri, etc.

Asamblările nedemontabile se pot realiza prin sudare sau prin lipire.

Îmbinarea prin sudare se aplică la asamblarea conductelor din materiale sudabile (oțeluri, unele materiale plastice), care funcționează la temperaturi şi presiuni ridicate. De regulă se sudează între ele tronsoane de țeavă având lungimi cuprinse între 6 şi 12 m.

Îmbinarea prin lipire se utilizează numai în cazul conductelor de dimensiuni mici, ce funcționează la presiuni şi temperaturi nu prea înalte. În procesul de lipire, materialele de bază nu se topesc împreună cu materialul intermediar formând apoi un cordon compact ca la sudare, ci numai materialul intermediar asigură îmbinarea, acesta fiind fie un metal cu punctul de topire mai scăzut decât al materialelor de bază, fie un chit sau un adeziv.

Asamblările demontabile se utilizează în locurile unde sunt necesare demontări şi montări frecvente, precum şi la asamblarea conductelor cu utilajele pe care le deservesc. Din categoria asamblărilor demontabile fac parte îmbinările cu flanşe şi îmbinările filetate.

Îmbinările cu flanşe se utilizează pe scară largă, întrucât realizează o rezistență bună şi o etanşeitate corespunzătoare, prin strângerea suprafețelor de etanşare cu ajutorul şuruburilor (fig. 3.81). Pentru o cât mai bună etanşare, între suprafețele de etanşare se introduc garnituri din diverse materiale (cauciuc, clingherit, azbest, etc.). În majoritatea cazurilor flanşele sunt rotunde, dar se întâlnesc şi flanşe ovale, pătratice sau triunghiulare. La țevile turnate, flanşele sunt turnate împreună cu țevile. La țevile trase sau sudate, flanşele sunt sudate sau sunt înşurubate la capetele țevii. Flanşele mobile sunt mai uşor de potrivit la montare; în plus ele pot fi confecționate dintr-un material mai ieftin (oțel carbon) decât materialul din care este confecționată țeava. Flanşele circulare au 4, 8,12 sau 16 şuruburi. Câteva tipuri de flanşe sunt prezentate în fig. 3.82.

Îmbinările filetate se realizează cu ajutorul fitingurilor. Se folosesc la conducte de diametru mic şi presiune joasă. Etanşeitatea îmbinării se realizează prin înfăşurarea filetului uneia dintre piese cu un material fibros (câlți de in) înaintea asamblării pieselor.

Fitingurile sau piesele fasonate servesc la:
1 - asamblarea demontabilă a două țevi;
2 – schimbarea direcției de curgere;
3 – ramificarea unei conducte;
4 – închiderea unui capăt de conductă.

Fitingurile se confecționează din acelaşi material ca şi țevile care se asamblează.

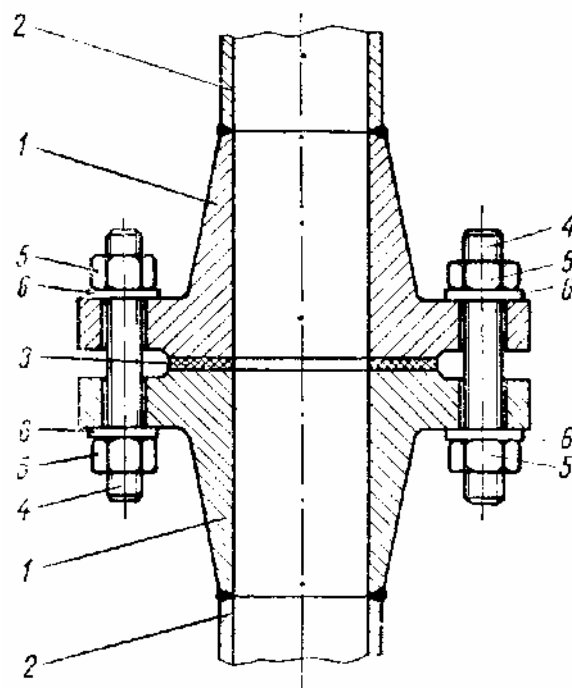


Fig. 3.81. Îmbinare cu flanşe:
1 – flanşă; 2 – țeavă; 3 – garnitură;
4 – şurub; 5 – piuliță; 6 – şaibă.

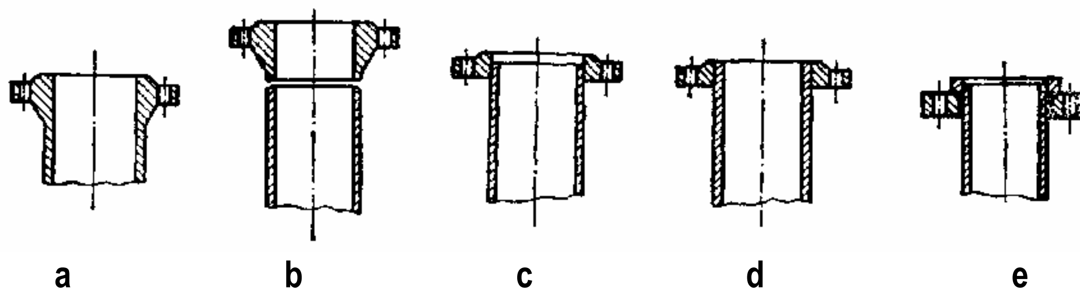


Fig. 3.82.Tipuri constructive de flanşe:
a – turnată cu corpul; b – cu gât pentru sudare în capul țevii; c – plată pentru sudare;
d – cu guler, filetată; e - liberă

Piesele de legătură cum sunt mufele (fig. 3.83 a), niplurile (fig. 3.83 b), reducțiile (fig. 3.83 c) şi racordurile olandeze (fig. 3.83 d), se folosesc, de obicei, la asamblarea țevilor de diametre mici, care necesită montări şi demontări rapide şi care lucrează la presiuni joase.

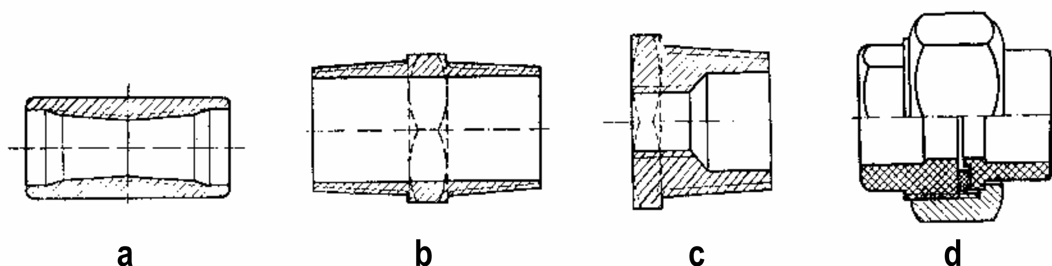


Fig. 3.83. Piese de legătură filetate:
a – mufă; b – niplu; c – reducție; d – racord olandez.

Pentru schimbarea direcției de curgere a fluidului se utilizează curbe şi coturi (fig. 3.84). **Curbele** sunt piese executate din țevi având raza de îndoire de 1,5 … 5 D_n. **Coturile** sunt confecționate, uzual, prin turnare sau forjare, având raza de curbură cuprinsă între 1,0 …1,5 D_n.

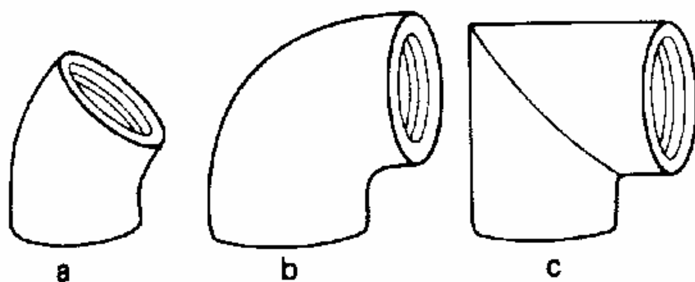


Fig. 3.84. Coturi:
a – cot la 45^0; b – cot la 90^0; c – cot la 90^0 în unghi drept.

Ramificațiile (fig. 3.85) pot fi simple (**teuri**) sau duble (**cruci**); ele pot asambla țevi având acelaşi diametru sau țevi de diametre diferite.

Pentru închiderea unui capăt de conductă se pot folosi **dopuri** (fig. 3.86 a), **capace** (fig. 3.86 b) şi **flanşe oarbe** (fig. 3.86 c).

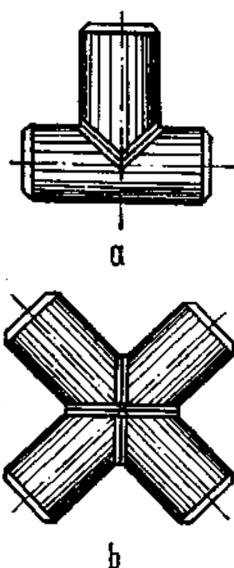


Fig. 3.85. Ramificații: a – teu; b – cruce.

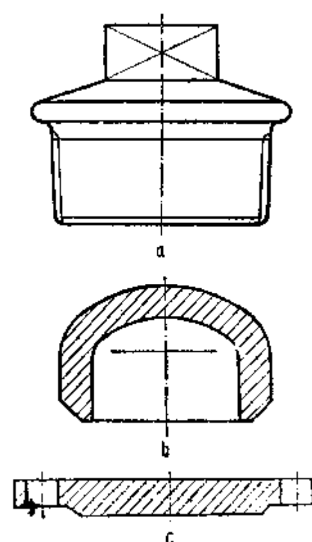


Fig. 3.86. Piese de închidere a unei conducte: a – dop; b – capac; c – flanşă oarbă.

3.5.3. ARMĂTURI

Armăturile sunt dispozitive montate pe conducte sau pe aparate care au rolul de a închide, regla şi controla debitul fluidului vehiculat. Armăturile care realizează aceste modificări prin variația secțiunii de trecere a fluidului (gaze, vapori, lichide, suspensii), poartă denumirea de **robinete**. Ca şi conductele, armăturile sunt caracterizate de diametrul nominal şi de presiunea nominală.

Armăturile sunt confecționate din materiale rezistente la presiunea şi temperatura fluidului vehiculat, precum şi la acțiunea erozivă şi corozivă a acestuia. Materiale comune pentru confecționarea armăturilor sunt: oțelul carbon turnat, fonta, oțelurile inoxidabile, oțelurile protejate anticoroziv prin emailare, materialele plastice. Pentru fluidele alimentare se recomandă utilizarea armăturilor din oțeluri inoxidabile, a armăturilor emailate, sau a celor confecționate din materiale plastice şi elastomeri de uz alimentar.

După destinația lor, armăturile pot fi clasificate în: 1 – armături de închidere şi distribuție; 2 – armături de siguranță; 3 – armături de reglare; 4 – armături auxiliare.

3.5.3.1. ARMĂTURI DE ÎNCHIDERE ŞI DISTRIBUȚIE

Aceste armături sunt utilizate pentru închiderea comunicației între diferite părți ale conductelor, pentru schimbarea sensului de curgere şi pentru modificarea debitului şi a presiunii fluidului.

3.5.3.1.1. Robinete cu ventil

Aceste armături (fig. 3.87) sunt dispozitive de reglare a debitului; deschiderea şi închiderea ventilului se fac prin mişcarea combinată, de rotire şi deplasare axială a tijei. Ventilele obişnuite produc o pierdere mare de

presiune din cauza strangulării şi devierii, de mai multe ori, a direcţiei de curgere. Construcţiile perfecţionate de ventile (fig. 3.88) au redus mult pierderea de presiune.

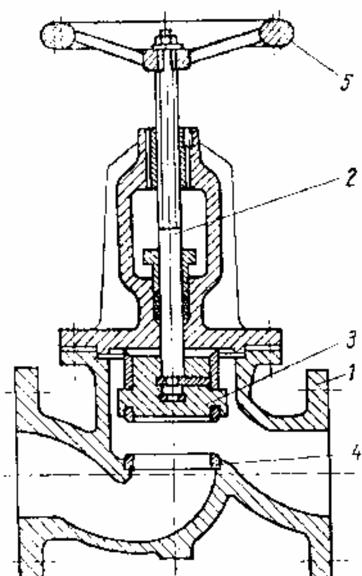


Fig. 3.87. Robinet cu ventil:
1 – corp; 2 – tijă; 3 – ventil; 4 – scaunul ventilului; 5 – roată de manevră.

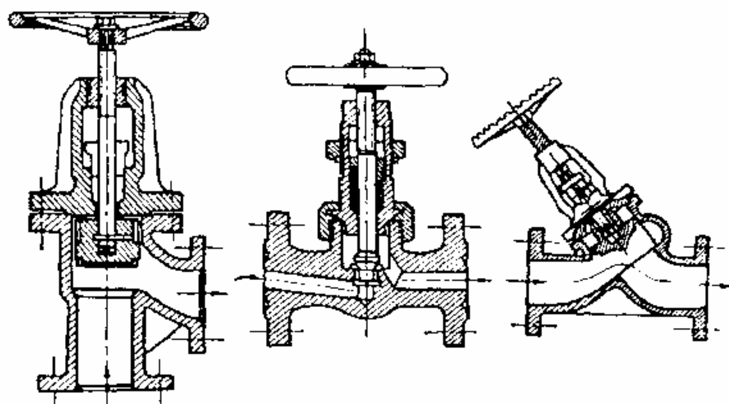


Fig. 3.88. Forme constructive perfecţionate de robinete cu ventil

Astfel de robinete se construiesc uzual pentru diametre nominale de până la 300 mm şi presiuni nominale de până la 100 MPa. Ele permit curgerea fluidului numai într-un singur sens, realizând o etanşare sigură datorită faptului că au o singură suprafaţă de etanşare. Nu se recomandă folosirea lor în cazul fluidelor impurificate cu particule solide, sau a lichidelor care cristalizează uşor, deoarece particulele solide, intrând între scaun şi ventil, împiedică aşezarea etanşă a ventilului pe scaun, putând chiar distruge suprafaţa de etanşare.

3.5.3.1.2. Robinete cu sertar

Aceste armături (fig. 3.89), numite şi **robinete cu pană** sau **vane**, au ca organ de închidere sertarul *8* pe inelele de etanşare *7*, confecţionate din oţel sau bronz, montate în corpul *1*. Etanşarea se realizează prin presarea garniturilor *6* cu ajutorul flanşei *5*. Organul de închidere are formă plană sau uşor tronconică şi se mişcă într-un plan perpendicular pe axul conductei.

Se folosesc în general la conducte de diametru mare, când nu se cere o reglare precisă a debitului. Deoarece opun o rezistenţă hidraulică mică şi permit curgerea fluidului în ambele sensuri, sunt utilizate pe scară largă.

Tot din această categorie fac parte şi **vanele cu pană plată**, cunoscute sub denumirea uzuală de **şubere** (fig. 3.90). La aceste vane, organul de închidere este o placă plană care culisează între două ghidaje. Astfel de vane se utilizează pentru fluide extrem de viscoase, pentru paste fibroase, în industria zahărului, pentru granule şi pentru pulberi.

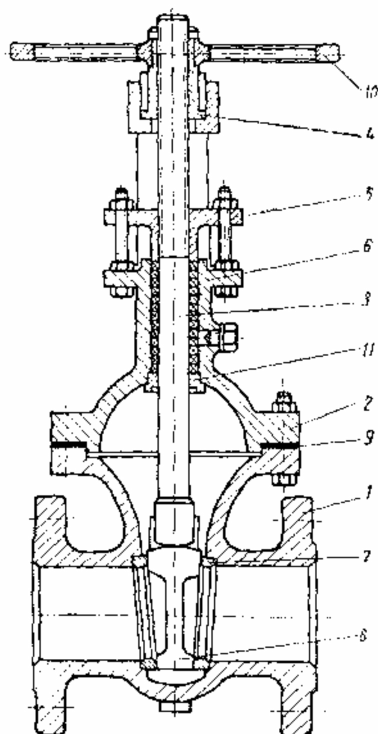


Fig. 3.89. Robinet cu sertar

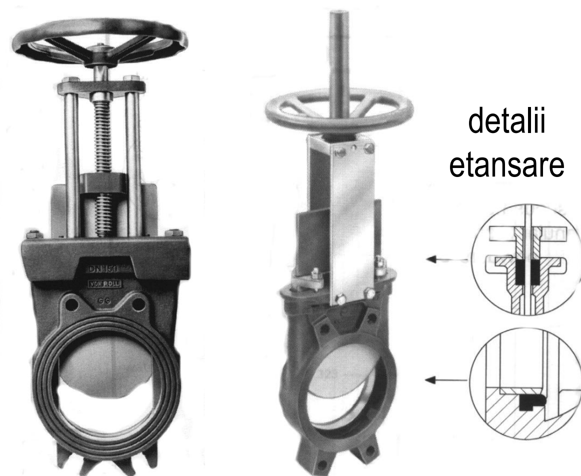


Fig. 3.90. Şubere

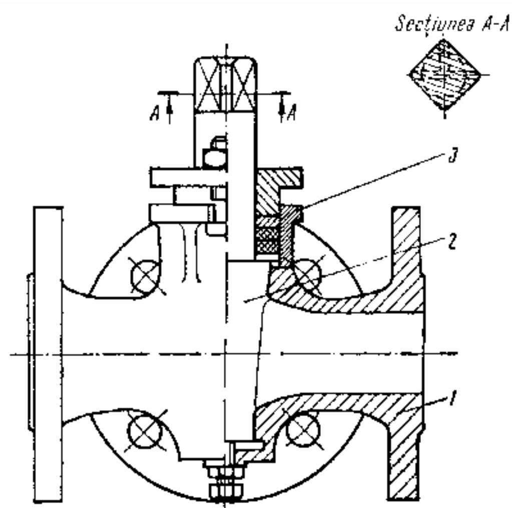


Fig. 3.91. Robinet cu cep:
1 – corp; 2 – tijă cu cep; 3 – presetupă.

3.5.3.1.3. Robinete cu cep

Sunt armături de închidere (fig. 3.92) formate dintr-un dop tronconic (având panta generatoarei de 1/12) prevăzut cu un orificiu transversal. Printr-o rotire de 90^0 a cepului într-un locaş perpendicular pe axul conductei, gaura cepului se aşează coaxial (poziția "deschis") sau perpendicular (poziția "închis") față de axul conductei. Cepul se confecționează de obicei din acelaşi material cu corpul robinetului. Datorită suprafeței mari de contact între cep şi corp nu se poate realiza o etanşare sigură (în special la temperaturi ridicate); în plus au dezavantajul imposibilității reglării debitului. Se folosesc pentru conducte de diametru mic, viteze mici de curgere şi gaze la presiuni joase.

3.5.3.1.4. Robinete cu ventil fluture

Cele mai simple construcții de acest gen sunt formate dintr-un disc de diametrul interior al conductei, disc care, prin intermediul unei tije, poate fi rotit cu 90^0, pentru a fi pus în poziția de închidere, perpendicular pe axul conductei. Astfel de robinete sunt folosite ca armături de reglare şi control, putând fi acționate electric, magnetic sau pneumatic (fig. 3.92).

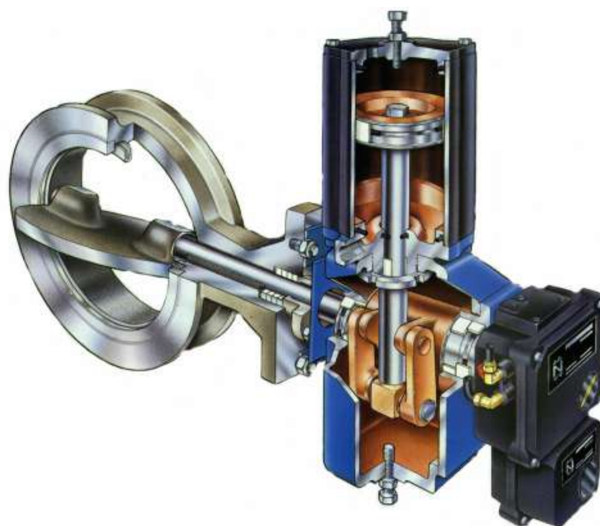


Fig. 3.92. Robinet cu ventil fluture cu acționare pneumatică

3.5.3.1.5. Robinete cu sferă

În principiu se aseamănă robinetelor cu cep; în locul cepului, organul de închidere este o sferă prevăzută cu unul sau mai multe orificii de diverse forme. Cele mai simple astfel de armături au organul de închidere străbătut de o gaură cilindrică cu diametrul egal cu diametrul interior al armăturii (fig. 3.93). Aceste robinete pot fi folosite atât ca robinete de izolare, cât şi ca robinete de reglare a debitului.

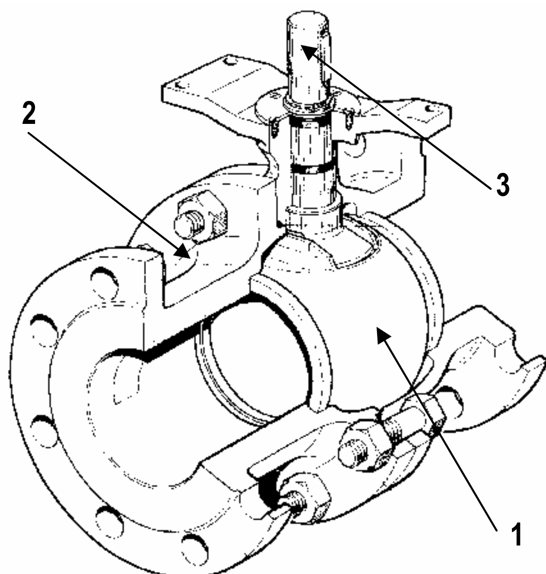


Fig. 3.93. Robinet cu sferă:
1 – sferă; 2 – corp; 3 – tijă de acționare.

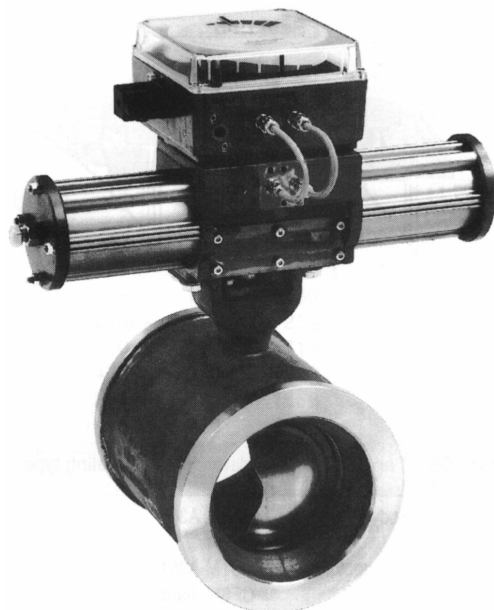


Fig. 3.94. Robinet cu sferă cu orificiu profilat

Variante perfecționate ale acestor armături au orificiul din organul de închidere sub forma unui canal profilat în formă de "V" (fig. 3.94). Această formă specială permite un control mai precis al debitului, chiar şi la debite reduse, în fluide viscoase sau cu conținut ridicat de particule solide.

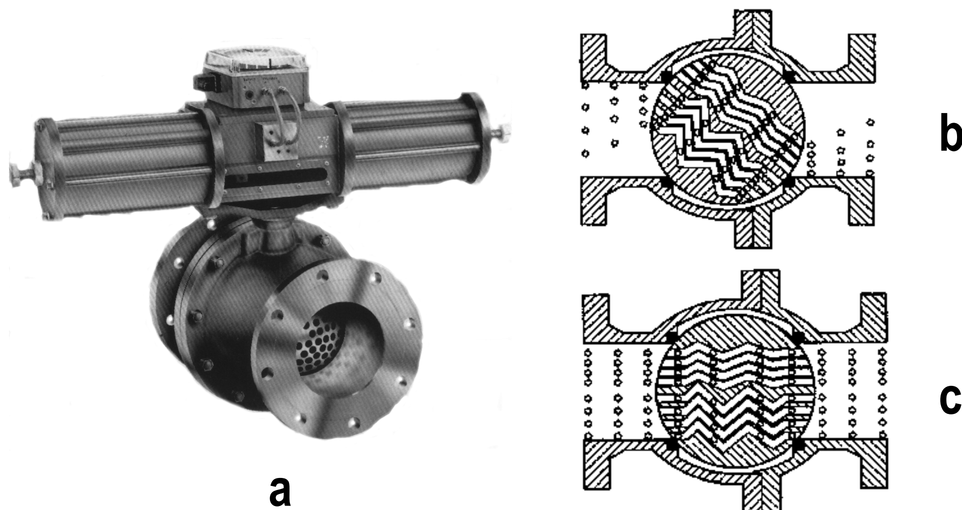


Fig. 3.95. Robinet cu sferă cu canale:
a – vedere de ansamblu; b – poziție deschisă pe jumătate; c – poziție complet deschisă.

Altă variantă (fig. 3.95) are în sferă mai multe canale de mici dimensiuni, în zig-zag. La deschiderea robinetului, canalele se deschid unul câte unul, permițând o reglare foarte fină a debitului, în condițiile unor căderi de presiuni foarte reduse. Sunt indicate pentru aplicații în care apar probleme de cavitație, eroziune sau zgomot în timpul procesului de reglare a debitului.

Robinetele cu sferă pot fi utilizate şi ca robinete de distribuție cu 3 sau 4 căi. Acest lucru se obține folosind sfere cu orificii speciale montate în corpuri prevăzute cu 3 sau 4 racorduri (fig. 3.96).

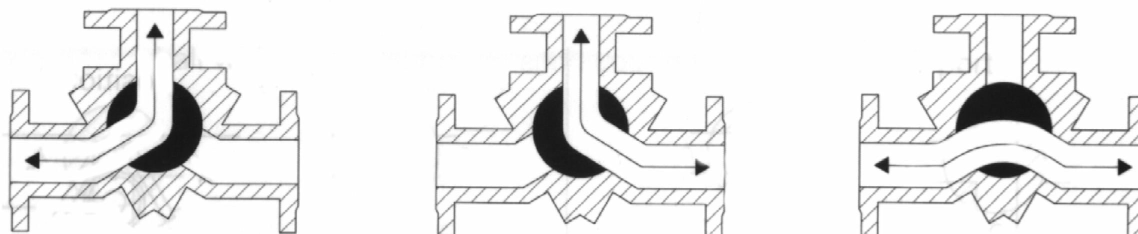


Fig. 3.96. Robinet cu sferă cu 3 căi

Robinetele cu sferă se construiesc într-o gamă largă de dimensiuni: D_n 15 la D_n 900, pentru presiuni nominale de până la 25 MPa.

Pentru etanşarea între sferă şi corpul robinetului se utilizează, de regulă, teflon sau stelit. În marea majoritate a cazurilor, atât corpul robinetului, cât şi organul de închidere sunt confecționate din materiale metalice, dar acestea pot fi confecționate şi din alte materiale, cum ar fi, de exemplu, polietilena. Astfel de robinete se utilizează pentru aplicații în care se vehiculează alcooli, glicoli, acid acetic, saramuri, etc.

3.5.3.1.6. Robinete cu diafragmă

Robinetele de acest tip realizează deschiderea sau închiderea orificiului de trecere prin intermediul unei membrane elastice, diafragma, confecționată din cauciucuri sintetice, elastomeri pe bază de etilenă – propilenă, teflon, etc. Corpul robinetului poate fi confecționat din materiale plastice (policlorură de vinil, polipropilenă simplă sau armată, polifluorură de viniliden) sau metale (bronz, fontă, oțel) acoperite în zona de contact cu fluidul cu un strat protector de cauciuc sau ebonită.

Robinetele cu diafragmă (fig. 3.97) se utilizează în industria alimentară pentru vehicularea soluțiilor de acizi şi baze, a alcoolului, berii, vinului, whisky-ului, saramurii, a apelor reziduale, etc.

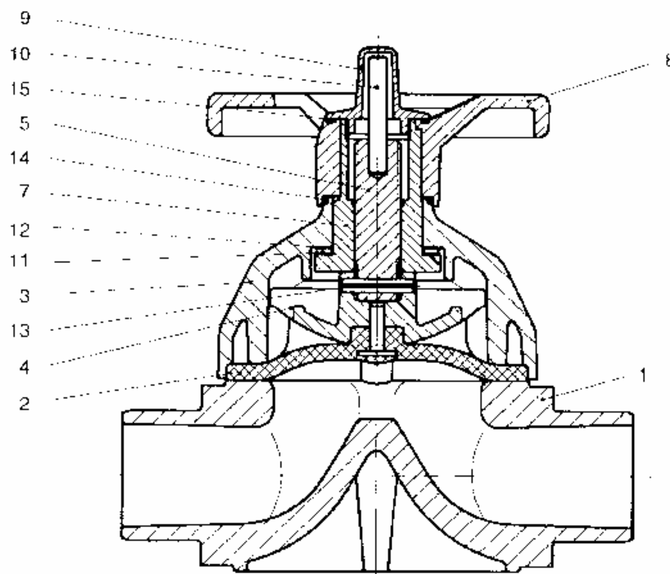


Fig. 3.97. Robinet cu diafragmă:
1- corp; 2 – diafragmă; 3 – capac; 5 – ax; 8 – roată de manevră.

3.5.3.1.7. Robinete cu manşon elastic

Numite şi **valve cleşte** (pinch valves), aceste armături sunt prevăzute cu un manşon elastic, care, prin strângere cu un dispozitiv mecanic (fig. 3.98) realizează închiderea trecerii fluidului.

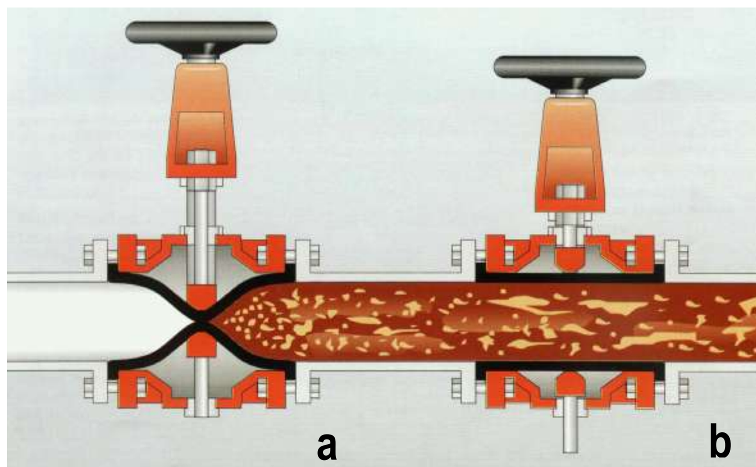


Fig. 3.98. Principiul de funcționare al robinetelor cu manşon elastic: a – robinet închis; b – robinet deschis.

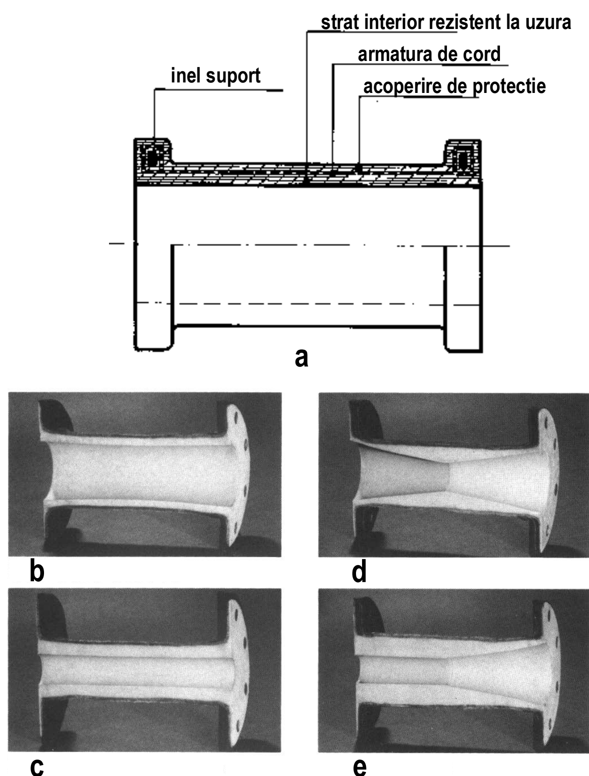


Fig. 3.99. Manşon elastic: a – schema de principiu; b – cilindric; c – cilindric cu pereți dubli; d – biconic; e – cilindro-conic.

Singura parte a acestui tip de armătură aflată în contact cu fluidul este organul de închidere, manşonul elastic. Acesta (fig. 3.99 a) este confecționat din cauciuc natural sau sintetic (butadien – stirenic, nitrilic, butilic, cloroprenic, etilen – acrilic, etilen – clorosulfonic, etilen – propilenic). Cauciucul este multistrat: un strat interior rezistent la uzură, un strat median armat cu cord, un strat exterior protector. Manşonul poate avea diferite forme în interior: cilindric (fig. 3.99 b), cilindric cu pereți dubli (fig. 3.99 c), biconic (fig. 3.99 d), cilindro-conic (fig. 3.99 e).

Robinetele cu manşon elastic pot fi folosite atât ca armături de închidere bidirecționale, cât şi ca armături de reglare, debitul fiind liniar dependent de gradul de deschidere pe un domeniu larg al acestuia: 20 – 80%. Pierderea de presiune la curgerea fluidelor prin manşon este scăzută.

Se pot utiliza pentru aplicații care folosesc lichide, suspensii, nămoluri, pulberi, granule, sau chiar corpuri mari, cum ar fi citricele. Pot fi de asemenea utilizate ca dozatoare pentru solide granulare sau pulverulente.

Robinetele de acest gen utilizate în industria alimentară au stratul interior al manşonului confecționat din cauciuc de uz alimentar. Sunt folosite în mod curent pentru sosuri, făină, mălai, miere, siropuri de zahăr la temperaturi ridicate (353 – 373 K), zahăr cristalizat, soluții de pectină, portocale întregi, bere, etc.

În industria berii sunt preferate întrucât au o bună rezistență la capse şi la cioburi de sticlă.

3.5.3.2. ARMĂTURI DE SIGURANȚĂ

Armăturile de siguranță se utilizează în instalații cu scopul de a asigura funcționarea unui utilaj sau a unui dispozitiv între limitele prescrise ale unui proces tehnologic. Armăturile de siguranță cele mai frecvent utilizate sunt supapele de siguranță şi robinetele de reținere.

3.5.3.2.1. Supape de siguranță

Sunt armături obligatorii pentru toate instalațiile şi recipientele care lucrează sub presiune. Rolul lor este de a limita creşterea presiunii peste valoarea maximă admisă (la atingerea presiunii maxime, supapa se deschide şi permite astfel evacuarea fluidului sub presiune). În instalațiile fixe, fără vibrații, în care se prelucrează sau se transportă substanțe netoxice şi neinflamabile, se folosesc **supape de siguranță cu contragreutate** (fig. 3.100), iar în celelalte cazuri se utilizează **supape de siguranță cu arc** (fig. 3.101), acestea având o mai mare siguranță în funcționare.

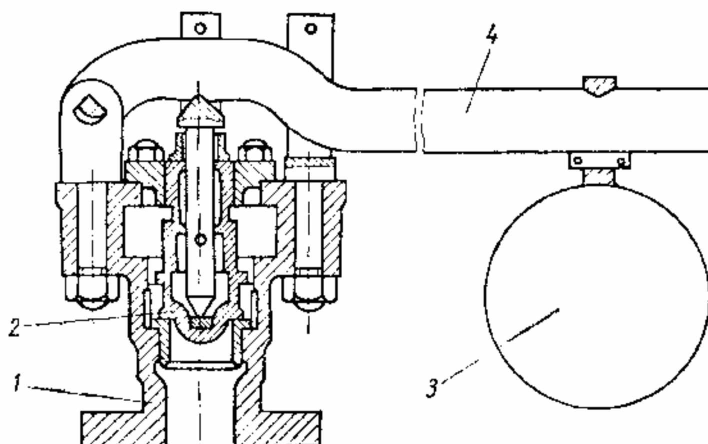


Fig. 3.100. Supapă de siguranță cu contragreutate: 1 – corp; 2 – ventil; 3 – contragreutate; 4 – braț.

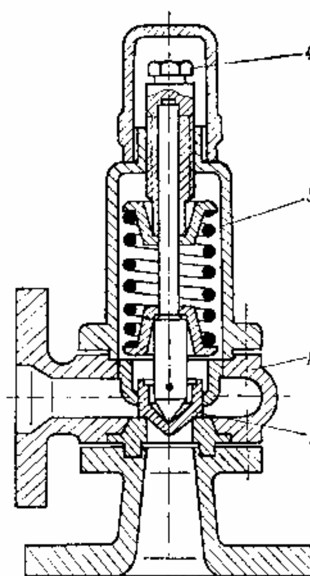


Fig. 3.101. Supapă de siguranță cu arc: 1 – corp; 2 – ventil; 3 – arc; 4 – şurub de reglare.

Pentru a se deschide la presiunea prescrisă, supapele cu contragreutate se reglează prin deplasarea contragreutății *3* pe brațul de pârghie, iar supapele cu arc prin înşurubarea şurubului de reglare *4*.

3.5.3.2.2. Robinete de reținere

Această categorie de armături permite curgerea fluidului doar într-un singur sens, o schimbare a sensului de curgere provocând închiderea lor. Există mai multe tipuri constructive de astfel de robinete de reținere.

Robinetul de reținere cu ventil (fig. 3.102) permite curgerea fluidului numai în sensul indicat de săgeată. Presiunea fluidului duce la comprimarea arcului *3*, permițând deschiderea ventilului *2*. La o eventuală curgere în sens invers a fluidului, presiunea fluidului şi forța arcului *3* conduc la închiderea ventilului *2*, întrerupându-se astfel curgerea inversă.

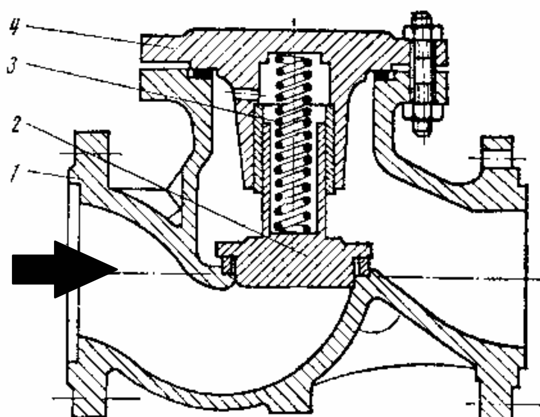


Fig. 3.102. Robinet de reținere cu ventil:
1 – corp; 2 – ventil; 3 – arc; 4 – capac.

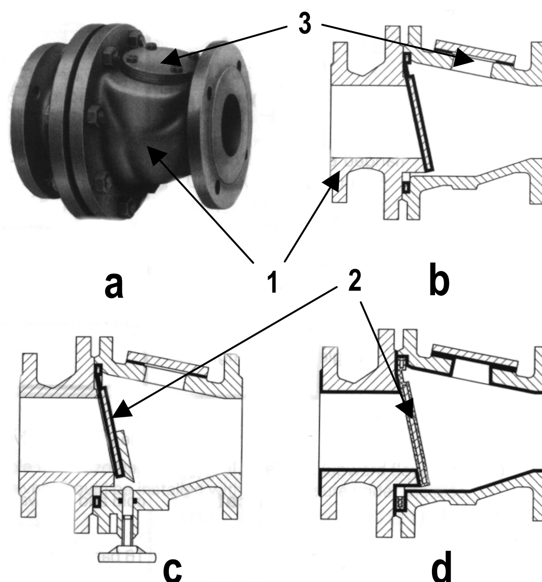


Fig. 3.103. Robinet de reținere cu disc de cauciuc:
a – aspect exterior; b – normal; c – cu dispozitiv de ridicare a discului; d – cauciucat..
1 – corp; 2 - disc; 3 – gură de vizitare.

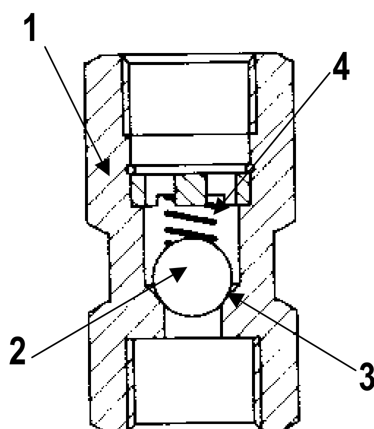


Fig.3.104. Robinet de reținere cu bilă:
1 – corp; 2 – bilă; 3 – scaun de etanşare; 4 - resort.



Fig. 3.105. Manşon "cioc de rață"

Robinetul de reținere cu disc de cauciuc redat în fig. 3.103 permite circulația fluidului numai de la stânga spre dreapta. În sens contrar, discul elastic din cauciuc *2* obturează orificiul de trecere.

Pentru admisia şi refularea pompelor dozatoare se utilizează frecvent **robinetul de reținere cu bilă** (fig. 3.104). Bila *2* este împinsă în sus de lichidul care circulă în sens ascendent. În absența presiunii ascendente a fluidului, bila împiedică deplasarea descendentă a lichidului, ea fiind împinsă în scaunul de etanşare *3* de către resortul *4*.

O construcție simplă şi ingenioasă este **valva de închidere** "**cioc de rață"**. Piesa principală a acesteia este un manşon de formă specială (fig. 3.105), confecționat dintr-un elastomer flexibil armat cu țesătură sintetică şi vulcanizat. Presiunea hidraulică duce la deschiderea valvei (fig. 3.106 a), în timp ce o presiune hidraulică aplicată din sens contrar provoacă închiderea ei (fig. 3.106 b). Astfel de valve sunt uşor de exploatat, nu au organe mecanice în mişcare, piese care să se erodeze sau corodeze, au căderi de presiune scăzute, funcționează fără zgomot, pot fi instalate în poziție orizontală, verticală sau oarecare.

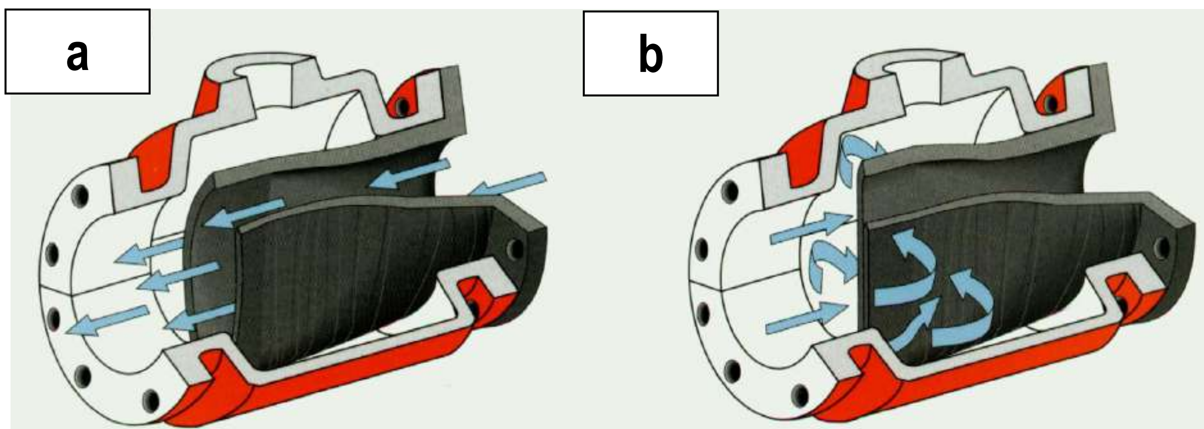


Fig. 3.106. Principiul de funcționare al valvei "cioc de rață":
a – presiunea directă a lichidului: valvă deschisă; b – presiunea inversă a lichidului: valvă închisă.

Se pot utiliza în cazul lichidelor impurificate cu corpuri solide mari, a suspensiilor şi noroaielor abrazive. Manşonul poate fi confecționat din cauciuc pur, neopren, cauciuc clorobutilic, alte cauciucuri sintetice, poliuretani.

Corpul armăturii poate fi confecționat din fontă, oțel carbon, oțeluri inoxidabile, policlorură de vinil, într-o gamă largă de dimensiuni, începând de la D_n 12 până la D_n 2000.

3.5.3.3. ARMĂTURI DE REGLARE

Spre deosebire de armăturile de închidere şi distribuție şi de armăturile de siguranță, a căror cerință principală este închiderea etanşă şi trecerea totală a fluidului, de la armăturile de reglare se cere reglarea lină şi continuă a debitului, în scopul menținerii parametrilor fluidului între anumite limite.

În calitate de armături de reglare pot fi utilizate diverse tipuri de robinete pentru care dependența dintre gradul de deschidere al robinetului şi debitul de fluid este liniară. În fig. 3.107 este redată această dependență pentru câteva tipuri reprezentative de robinete.

În calitate de armături de reglare se utilizează în mod frecvent robinete cu supapă, robinete cu ventil fluture (în special pentru reglarea debitelor de gaze), robinete cu ventil ac, robinete cu diafragmă, robinete cu sferă.

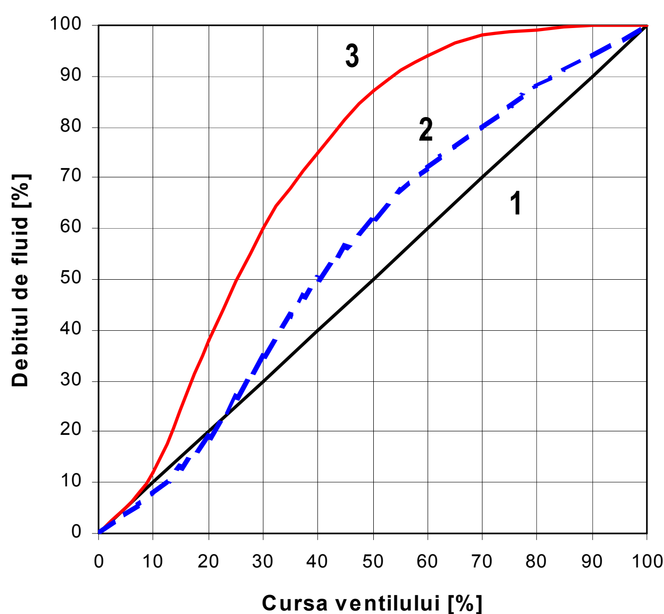


Fig. 3.107. Dependența dintre gradul de deschidere al robinetului de reglare şi debitul de fluid trecut:
1 – robinet de reglare ideal; 2 – robinet cu manşon elastic;
3 – robinet cu diafragmă.

3.5.3.4. ARMĂTURI AUXILIARE

Armăturile auxiliare îndeplinesc funcţii diverse în ansamblul conductelor şi utilajelor: prelevarea probelor, reţinerea impurităţilor, evacuarea condensatului, drenarea conductelor şi utilajelor, etc.

Armăturile care servesc la evacuarea condensatului din conductele de abur - oalele de condens – vor fi discutate în capitolul destinat proceselor de încălzire.

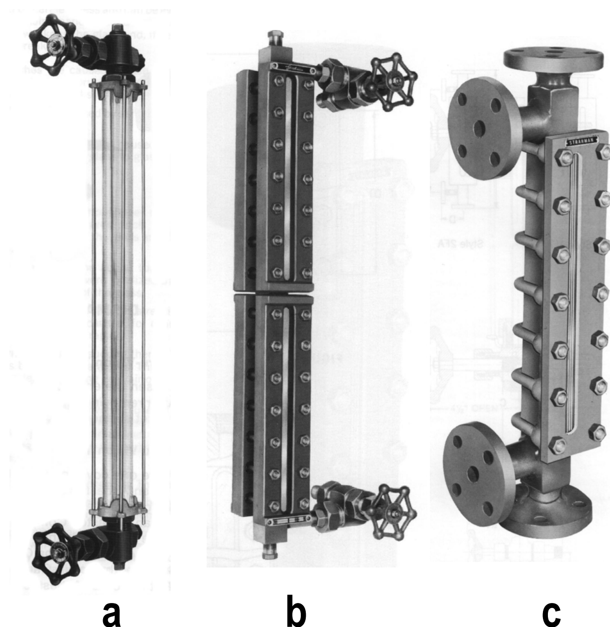


Fig. 3.108. Sticle de nivel:
a – cu tije de susţinere; b – cu montură metalică;
c – cu montură metalică şi flanşe.

3.5.3.4.1. Sticle de nivel

Sticlele de nivel sunt armături destinate măsurării nivelului de lichid dintr-un recipient. În peretele recipientului se montează, prin intermediul a două racorduri, un tub transparent (uzual din sticlă) în care se observă nivelul de lichid din recipient pe principiul vaselor comunicante (fig. 3.108 a). În cazul în care presiunea în recipient este ridicată (0,1 – 1,2 MPa), tubul este confecţionat din sticlă rezistentă şi prevăzut cu montură metalică (fig. 3.108 b, c).

3.5.3.4.2. Site pentru impurităţi

Pentru reţinerea particulelor solide ajunse accidental în fluidul transportat, se montează astfel de armături unidirecţionale (fig. 3.109), prevăzute cu o sită cilindrică metalică sau din material plastic, sită care poate fi extrasă periodic pentru curăţire.

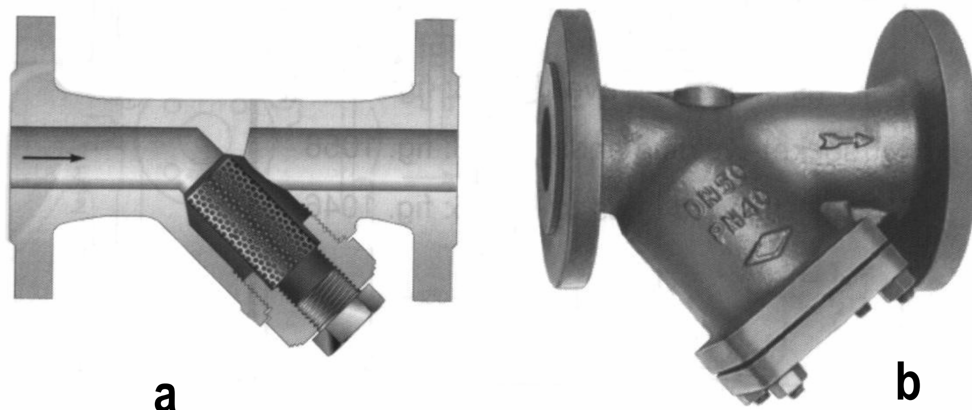


Fig. 3.109. Sită pentru impurităţi solide:
a – secţiune; b – aspect exterior.

3.5.3.4.3. Dispozitive pentru prelevarea probelor şi pentru drenaj

Aceste dispozitive se montează în conducte sau în utilaje, cu scopul de a permite extragerea din conducta sau utilajul respectiv a unei probe (gazoase, lichide, solide). Un bun dispozitiv de prelevare a probelor trebuie să îndeplinească nişte condiții minimale: proba extrasă să fie cât mai reprezentativă pentru materialul vehiculat prin traseu (utilaj), dispozitivul să nu impurifice, altereze, contamineze proba, să nu se înfunde. Două astfel de dispozitive de prelevare a probelor sunt redate în fig. 3.110 şi 3.111.

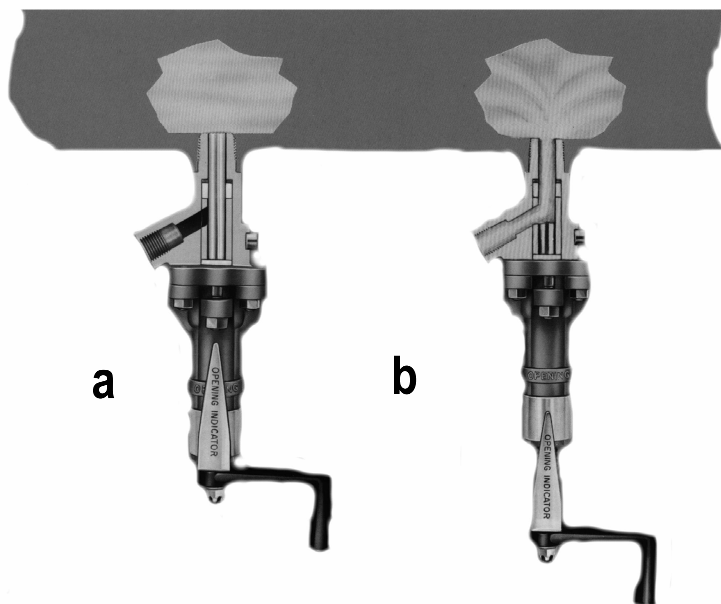


Fig. 3.110. Dispozitiv cu piston pentru prelevarea probelor: a – închis; b – deschis.

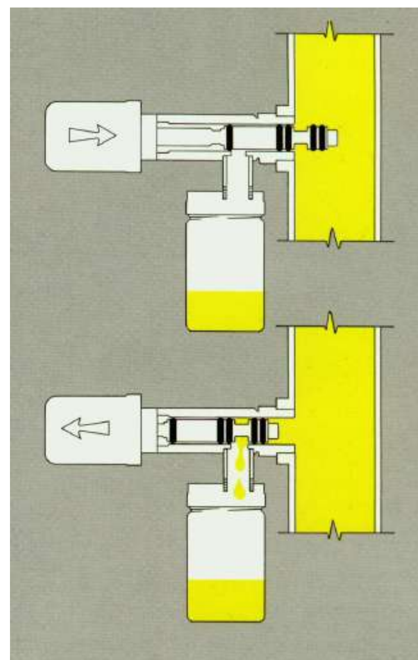


Fig. 3.111. Dispozitiv cu plunger pentru prelevarea probelor

Dispozitivul din fig. 3.110 are ca element activ un piston care în poziția "închis" a dispozitivului ajunge în interiorul conductei. La trecerea în poziția "deschis", pistonul se retrage, fiind înlocuit de fluidul prelevat, care este colectat prin ştuțul lateral înclinat. În mod similar funcționează şi dispozitivul pentru drenaj prezentat schematic în fig. 3.112.

Dispozitivul din fig. 3.111 colectează materialul din conductă în spațiul inelar format între axul plungerului şi corpul cilindric al dispozitivului. Fiecare cursă de du-te - vino a plungerului colectează un volum bine determinat de probă. Acest sistem este recomandat pentru industria alimentară şi cea farmaceutică, întrucât nu există pericolul de contaminare a probelor. Astfel de dispozitive pot fi complet automatizate, permițând colectarea unor cantități precise de probe în intervale de timp prestabilite.

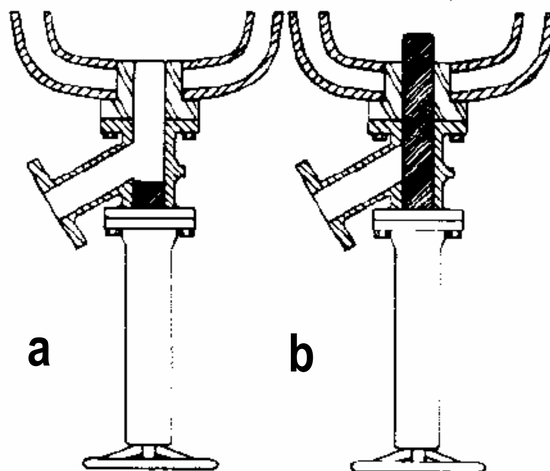


Fig. 3.112. Dispozitiv pentru drenarea recipienților: a – deschis; b – închis.

3.5.4. CALCULUL CONDUCTELOR

3.5.4.1. TRASEUL CONDUCTELOR

Montarea conductelor pe distanțe mari sau între utilajele care alcătuiesc o instalație sau linie tehnologică se realizează pe trasee care trebuie să îndeplinească o serie de condiții, şi anume:

1. traseul ales să fie cel mai scurt posibil;
2. numărul coturilor, ramificațiilor, armăturilor să fie minim, însă într-un număr suficient pentru alimentarea şi izolarea utilajelor;
3. conductele să nu stânjenească accesul la armături şi la utilaje;
4. conductele să nu fie supuse unor eforturi suplimentare, de exemplu, prin utilizarea lor drept suporturi pentru alte aparate sau dispozitive;
5. porțiunile drepte ale conductelor să fie montate paralel sau perpendicular în raport cu pereții clădirii;
6. porțiunile orizontale de conductă să aibă înclinația (panta) corespunzătoare pentru a se asigura drenajul conductei, iar în punctul cel mai jos conductele să fie prevăzute cu armături pentru drenaj (golire completă);
7. dacă o conductă alimentează simultan mai multe utilaje, alimentarea să se realizeze în buclă, prin ambele extremități ale conductei.

3.5.4.2. DIAMETRUL CONDUCTELOR

În cazul **conductelor scurte**, a căror lungime nu depăşeşte 30 m, diametrul conductei se determină din ecuația debitului pusă sub forma:

$$d = \sqrt{\frac{4m_V}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4m_m}{\pi \cdot \rho \cdot v}} \qquad (3.102)$$

în care m_V, m_m reprezintă debitul volumic [m^3/s] respectiv masic [kg/s] de fluid, ρ este densitatea medie a fluidului [kg/m^3], iar v este viteza medie recomandată a fluidului [m/s] (tab. 3.15).

În cazul **conductelor lungi**, este necesară determinarea diametrului optim al conductei. Diametrul optim este diametrul pentru care costul total (investiții + întreținere + exploatare) este minim. La un debit de fluid dat, creşterea diametrului conductei conduce la micşorarea pierderilor de energie prin frecare, scăzând astfel costul energiei de pompare (scad cheltuielile de exploatare), dar creşte costul investiției.

Costul anual al energiei de pompare pe unitatea de lungime de conductă este direct proporțional cu puterea consumată de pompă, N_c, şi cu durata de funcționare a acesteia, t [ore/an]:

$$C_{ea} = C_e \cdot t \cdot \frac{m_V \cdot \Delta P}{\eta_T \cdot L} \qquad (3.103)$$

în care C_{ea} este costul anual al energiei, C_e este costul unitar al energiei, m_V este debitul volumic de fluid, $\Delta P/L$ reprezintă căderea de presiune pe unitatea de lungime de conductă, iar η_T este randamentul total al agregatului de pompare.

Înlocuind căderea de presiune din ecuația *Fanning* şi exprimând coeficientul de frecare λ în funcție de condițiile de curgere (curgerea se consideră turbulentă) şi viteza în funcție de debit, se obține:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{0{,}16}{\mathrm{Re}^{0{,}16}} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = \frac{0{,}16}{\left(\frac{4m_V}{\pi d^2} \cdot \frac{d}{\upsilon}\right)^{0{,}16}} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\left(\frac{4m_V}{\pi d^2}\right)^2}{2} \cdot \rho = 0{,}1248 \frac{m_V^{1{,}84} \cdot \upsilon^{0{,}16} \cdot \rho}{d^{4{,}84}} \qquad (3.104)$$

iar ecuația (3.103) devine:

Tab. 3.15. Viteze recomandate pentru curgerea fluidelor prin conducte

Specificație	Viteza recomandată [m/s]		Observații
	Aspirație	Refulare	
APĂ			
Pompe cu piston	0,7 – 1,0	1,5 – 2,0	-
Pompe centrifuge	2,0 – 3,0	3,0 – 5,0	-
Transport	-	-	1,5 – 3,0 m/s
Scopuri edilitare	-	-	0,6 m/s
Alimentare cazane de abur	-	-	2,0 – 3,0 m/s
Conducte de scurgere	-	-	Înclinare 8 mm/m
ABUR			
Abur saturat pentru încălzire:			
• P < 0,1 MPa	-	20 – 30	-
• P > 0,3 MPa	-	30 - 50	-
Vaporizatoare cu efect multiplu:			
• instalații mici	-	15	-
• instalații mari	-	20 – 30	-
• ultimul evaporator (sub depresiune)	-	40 - 50	-
Conducte de transport:			
• $D_n < 0,05$ m	-	10	
• $0,05 < D_n < 0,1$ m	-	15	
• $0,1 < D_n < 0,15$ m	-	20	
• $D_n > 0,15$ m	-	30	
AER			
Ventilatoare:			
• joasă presiune	10 – 12	12 – 16	-
• medie presiune	12 – 16	16 – 20	-
• înaltă presiune	16 – 18	20 – 30	-
Turbocompresoare	20 – 25	20 – 25	-
Compresoare	10 – 20	25 – 30	-
Transport:			
• $D_n < 0,08$ m	-	-	< 10 m/s
• $D_n > 0,15$ m	-	-	< 20 m/s
LICHIDE TEHNOLOGICE			
Zemuri din industria zahărului	0,7 – 1,0	1,2 – 1,5	-
Amestec apă : borhot (1 : 2)	0,8 – 1,2	1,0 – 2,0	-
Suspensii îngroşate de nămol	0,5 – 0,7	0,8 – 1,2	-
Siropuri, ulei	0,3 – 0,7	0,6 – 1,0	-
Melasă	0,3	0,4	-
Ape de spălare	0,7 – 1,0	1,2 – 1,5	-

$$C_{ea} = 0{,}1248 C_e \cdot \frac{t}{\eta_T} \cdot \frac{m_V^{1,84} \cdot \upsilon^{0,16} \cdot \rho}{d^{4,84}} \tag{3.105}$$

în care υ, ρ reprezintă viscozitatea cinematică [m²/s], respectiv densitatea fluidului [kg/m³].

Costul anual al conductei (investiții + întreținere) este funcție de diametrul conductei:

$$C_{ca} = C_1 \cdot (1+a) \cdot (b+c) \cdot d^n \qquad (3.106)$$

în care C_1 este prețul conductei având diametrul egal cu unitatea, *n* este un coeficient specific unei categorii de conducte; *a* reprezintă prețul armăturilor şi al fitingurilor, transportului şi montajului raportat la prețul materialului conductei, *b* este fracția anuală de amortizare (*b* = 0,1 pentru o durată de amortizare de 10 ani), iar *c* este fracția anuală de întreținere (*c* = 0,05 dacă cheltuielile de întreținere reprezintă 5% din costul conductei).

Costul total al conductei rezultă din însumarea ecuațiilor (3.105) şi (3.106):

$$C_T = C_1 \cdot (1+a) \cdot (b+c) \cdot d^n + 0{,}1248 \frac{m_V^{1,84} \cdot \upsilon^{0,16} \cdot \rho}{d^{4,84}} \qquad (3.107)$$

Anulând derivata ecuației (3.107) în raport cu diametrul *d* al conductei rezultă:

$$\left(d_{opt}\right)^{n+4,84} = 0{,}604 \cdot \frac{C_e \cdot t}{n \cdot C_1 \cdot (1+a) \cdot (b+c) \cdot \eta_T} \cdot m_V^{2,84} \cdot \upsilon^{0,16} \cdot \rho \qquad (3.108)$$

În mod curent, în calcule se consideră *n* = 1,15.

Diametrul calculat cu una din ecuațiile (3.102) sau (3.108) se standardizează, alegându-se din standarde conducta cu diametrul nominal cel mai apropiat de cel rezultat din calcule.

3.5.4.3. CALCULUL CĂDERII DE PRESIUNE

La curgerea prin conducte, o parte din energia mecanică a fluidului este disipată ireversibil sub formă de energie termică pentru învingerea rezistențelor la curgere pe care aceasta le întâmpină în sistem. Această pierdere de energie suferită de fluid, exprimată în termeni de presiuni, poartă denumirea de **cădere de presiune**.

Căderea de presiune a unui fluid în curgere are două componente:

- o componentă pentru curgerea uniformă a curentului de fluid – **căderea de presiune liniară**;
- o componentă pentru zonele în care curgerea fluidului este neuniformă (din cauza modificării vitezei sale ca mărime sau ca direcție) – **căderea de presiune locală**.

Căderea totală de presiune datorată frecării va fi dată de suma celor două căderi de presiune:

$$\Delta P_f = \Delta P_{lin} + \Delta P_{rl} \qquad (3.109)$$

Căderea de presiune liniară poate fi determinată utilizând ecuația *Fanning* (*Darcy – Weissbach*);

$$\Delta P_{lin} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad [\mathrm{N/m^2}] \qquad (3.110)$$

unde *d* este diametrul conductei [m], *l* lungimea acesteia [m], iar λ este coeficientul căderii de presiune prin frecare [adimensional].

Căderile de presiune locale apar în cazul existenței pe traseul de curgere a fluidului a unor **rezistențe hidraulice locale**: curbe, coturi, ramificații, reducții, ventile, diafragme, etc. Căderea de presiune prin rezistențe hidraulice locale se calculează cu relația:

$$\Delta P_{rl} = \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad [\mathrm{N/m^2}] \qquad (3.111)$$

în care ζ reprezintă coeficientul adimensional al căderii locale de presiune, fiind specific tipului de rezistență hidraulică locală şi depinzând de regimul de curgere.

O metodă mai puțin exactă de estimare a căderilor de presiune locale constă în înlocuirea rezistențelor hidraulice locale cu o lungime echivalentă, l_e, de conductă dreaptă, care ar produce aceeaşi cădere de presiune ca şi rezistența hidraulică locală considerată. Această lungime echivalentă se exprimă funcție de diametrul interior (*d*) al conductei drepte:

$$l_e = d\sum n \qquad (3.112)$$

Valoarea *n* depinde de tipul rezistenței hidraulice locale considerate, după cum reiese din tab. 3.16.

Tab. 3.16. Lungimea echivalentă a unor rezistențe hidraulice locale

Rezistența	n
Cot de 45°	15
Cot de 90° (9,5 < d < 63,5 mm)	30
Cot de 90° (76 < d < 152 mm)	40
Cot de 90° (178 < d < 254 mm)	50
Unghi de 90°	60
Intrare în teu colector	60
Ieşire din teu distribuitor	90
Cruce	50
Ventil	60 – 300
Robinet	10 – 15
Vană (complet deschisă)	7
Contoare rotative	200 – 300

Ținând seama de relațiile (3.109) - (3.111), căderea totală de presiune la curgerea unui fluid printr-o conductă va fi dată de:

$$\Delta P_f = \left(\sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right)\frac{v^2}{2}\rho \quad [\text{N/m}^2]$$
$$h_f = \left(\sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right)\frac{v^2}{2g} \quad [\text{m}] \qquad (3.113)$$

Coeficienții adimensionali λ şi ζ pot fi determinați analitic (în unele situații) sau prin corelații empirice.

3.5.4.3.1. Coeficientul căderii de presiune prin frecare (λ)

Acest coeficient se poate calcula din relația (3.110) pusă sub forma criterială (la o rugozitate dată a conductei):

$$\text{Eu} = C \cdot \text{Re}^m \cdot \Gamma$$
$$\text{Eu} = \frac{\Delta P_f}{\rho \cdot v^2};\ \ \text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu};\ \ \Gamma = \frac{l}{d} \qquad (3.114)$$

Pentru conductele cu secțiune necirculară, *d* se înlocuieşte cu d_{ech}. Pentru calculul lui λ se poate utiliza diagrama din fig. 3.113. Rugozitatea conductei, *e*, se apreciază pe baza datelor din tab. 3.17. În fig. 3.113 este trasată punctat limita domeniului de automodelare, în care coeficientul de frecare λ nu depinde de criteriul Re, ci numai de valoarea raportului d_{ech}/e.

Coeficientul de frecare λ se poate calcula şi cu ajutorul relațiilor prezentate în continuare.

Regim laminar de curgere (Re < 2300)

În regim laminar λ nu depinde de rugozitatea conductei ci numai de criteriul Reynolds:

$$\lambda = \frac{\alpha}{\text{Re}} \tag{3.115}$$

în care valoarea α este funcție de secțiunea de curgere (tab. 3.18).

Înlocuind (3.115) scrisă pentru conducte circulare (α = 64) în ecuația *Fanning* (3.110) se obține ecuația *Hagen - Poiseuille:*

$$\Delta P = \frac{64\mu}{\rho \cdot v \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}\rho = 32\frac{\mu \cdot l \cdot v}{d^2} \tag{3.116}$$

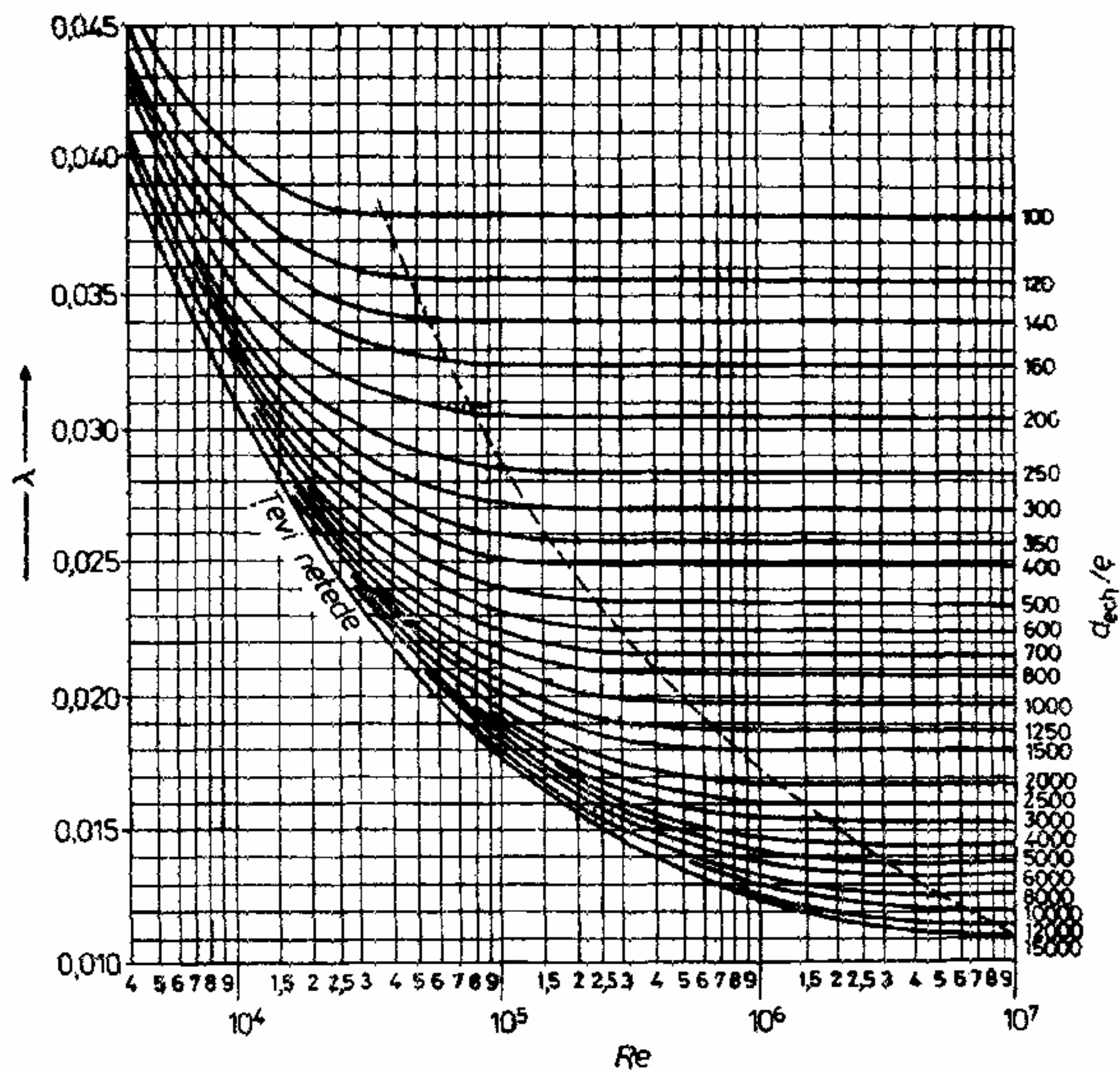


Fig. 3.113. Variația coeficientului de frecare λ *în funcție de valoarea criteriului* ***Re*** *şi de rugozitatea conductei,* $\boldsymbol{d_{ech}/e}$

- **Regim turbulent de curgere (Re > 2300)**

Pentru *curgerea prin conducte cu pereți netezi* (sticlă, plumb, cupru, materiale plastice), au fost propuse numeroase relații de calcul pentru λ, cele mai importante dintre aceste fiind prezentate în tab. 3.19.

Pentru *curgerea fluidelor prin conducte cu pereți rugoşi*, valoarea coeficientului de frecare λ variază funcție de materialul din care este confecționată conducta. Astfel, relația lui *Koo*:

$$\lambda = 0{,}014 + 1{,}056\,\mathrm{Re}^{-0{,}42} \qquad (3.117)$$

este valabilă pentru conducte din oțel şi fontă.

Tab. 3.17. Valori medii ale rugozității conductelor

Conducte	e, mm
Țevi din oțel trase şi sudate, la coroziune neînsemnată	0,2
Țevi din oțel, vechi şi ruginite	> 0,67
Țevi din oțel, impregnate cu ulei de in fiert	0,125
Țevi din fontă pentru apă, care au fost utilizate	1,4
Țevi tehnice netede din aluminiu	0,015 - 0,06
Țevi trase, curate, din alamă, Cu, Pb; țevi din sticlă	0,0015 - 0,01
Țevi din beton, suprafață bună, netezită prin frecare	0,3 - 0,8
Țevi din beton, suprafață grosieră cu asperități	3 - 9
Conducte pentru abur saturat	0,2
Conducte pentru abur, cu funcționare periodică	0,5
Conducte pentru aer comprimat de la compresoare	0,8
Conducte pentru condensat, cu funcționare periodică	1,0

Tab. 3.18. Valorile coeficientului α pentru diverse secțiuni de curgere

Forma secțiunii	d_{ech}	α
Cerc cu diametrul *D*	*D*	64
Pătrat cu latura *a*	*a*	57
Triunghi echilateral cu latura *a*	0,58*a*	53
Inel cu lățimea *a*	2*a*	96
Dreptunghi de laturi *a,b*: *a/b* ~ 0	2*a*	96
Dreptunghi de laturi *a,b*: *a/b* = 0,1	1,81*a*	85
Dreptunghi de laturi *a,b*: *a/b* = 0,25	1,60*a*	73
Dreptunghi de laturi *a,b*: *a/b* = 0,5	1,30*a*	62
Elipsă de semiaxe *a, b*: *a/b* = 0,1	1,55*a*	78
Elipsă de semiaxe *a, b*: *a/b* = 0,3	1,40*a*	73
Elipsă de semiaxe *a, b*: *a/b* = 0,5	1,30*a*	68

Influența materialului conductei asupra coeficientului λ este evidențiată de relația lui *Hopf* şi *Fromm*:

$$\lambda = 0{,}01\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}314} \qquad (3.118)$$

în care valorile coeficientului *k* depind de materialul conductei (tab. 3.20).

Tab. 3.19. Relații pentru calculul coeficientului de frecare λ la curgerea turbulentă a fluidelor prin conducte cu pereți netezi

Relația	Ecuație de calcul	Domeniu de valabilitate
KOO	$\lambda = 0{,}0056 + 0{,}5\,\mathrm{Re}^{-0{,}32}$	3000 < Re < 300000
McADAMS	$\lambda = 0{,}184\,\mathrm{Re}^{-0{,}2}$	5000 < Re < 200000
BLASIUS	$\lambda = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$	3000 < Re < 100000
KARMAN, PRANDTL, NIKURADSE	$\lambda = 2\left[\lg\left(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}\right) - 0{,}8\right]^{-2}$	Re > 3000
NIKURADSE	$\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221\,\mathrm{Re}^{-0{,}237}$	
GENEREAUX	$\lambda = 0{,}16\,\mathrm{Re}^{0{,}16}$	

*Tab. 3.20. Valorile coeficientului **k** din ecuația (3.118)*

Materialul conductei	*k*
Conducte metalice noi, aproximativ netede, tablă asfaltată	1,5
Conducte noi de fontă, de tablă sau de ciment bine netezit	2,5
Conducte vechi din oțel (ruginite)	5
Conducte din ciment, din fontă cu crustă, din scânduri	7
Canale din cărămidă	10

La proiectarea instalațiilor va trebui să se țină seama de fenomenul de îmbătrânire a conductelor. Calculul căderilor de presiune se va efectua întotdeauna cu coeficienții pentru țevi vechi.

Pentru curgerea fluidelor nenewtoniene există relativ puține corelări empirice pentru determinarea căderii de presiune sau a distribuției vitezelor la curgerea turbulentă prin conducte netede. Pentru fluide pseudoplastice şi dilatante, coeficientul de frecare λ se poate determina cu relația *Metzner* şi *Dodge*:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{2}{n^{3/4}} \cdot \lg\left[\mathrm{Re}_G \cdot \lambda^{(1-n/2)}\right] - \frac{0{,}8}{n^{1{,}2}} \qquad (3.119)$$

în care Re_G este numărul Reynolds generalizat (în care viscozitatea μ este înlocuită cu viscozitatea efectivă, μ_{ef}:

$$\mu_{ef} = \frac{\tau_p}{8v \cdot d} \qquad (3.120)$$

τ_p reprezentând aici tensiunea tangențială la perete, iar *n* este exponentul reopantei din expresia tensiunii tangențiale.

Corelația *Metzner* şi *Dodge*, extrapolată pentru 0,2 < *n* < 2,0 este prezentată în fig. 3.114. Din diagramă rezultă că pentru acelaşi debit (aceeaşi valoare Re_G), λ va avea o valoare mai mică (deci şi ΔP va fi mai mică) pentru un fluid pseudoplastic (care are *n* < 1) decât pentru un fluid newtonian (pentru care *n* = 1). De aceea, se recomandă ca, în măsura posibilităților, să se adauge în fluidul newtonian cantități foarte mici de substanțe care să-l confere acestuia o comportare

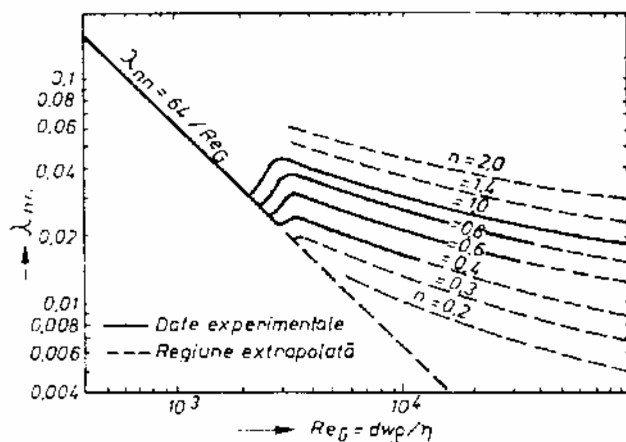


Fig. 3.114. Coeficientul de frecare λ în funcție de Re_G pentru fluide pseudoplastice şi dilatante

reologică de tip pseudoplastic. În acest mod fie se micşorează energia necesară pompării, fie creşte debitul de fluid transportat cu acelaşi consum energetic.

3.5.4.3.2. Coeficientul căderii de presiune prin rezistențe locale (ζ)

În marea majoritate a cazurilor, coeficientul ζ nu poate fi calculat pe baze teoretice; el se determină experimental, valorile sale fiind funcție de tipul rezistenței locale şi de dimensiunile geometrice ale acesteia. În literatură există numeroase date privind valorile coeficienților ζ pentru diverse tipuri de rezistențe hidraulice locale. Cele mai importante dintre acestea sunt redate în tab. 3.21.

Pentru curbe, valoarea coeficientului ζ se poate calcula cu relația:

$$\zeta = \left[0{,}13 + 0{,}16 \cdot \left(\frac{d}{R}\right)^{3{,}5}\right] \cdot \frac{\varphi}{90} \tag{3.121}$$

în care *d* este diametrul conductei, *R* – raza de curbură, φ - unghiul (în grade sexagesimale) dintre tangentele în punctele de la extremitățile curbei.

Tab. 3.21. Valorile coeficientului ζ pentru diverse fitinguri şi armături

Rezistența locală	**n (ec. 3.112)**	ζ
Cot la 45°	15	0,3
Cot la 90° – rază standard	30 - 40	0,6 – 0,8
Cot de colț la 90°	60	1,2
Intrare în teu colector	60	1,2
Ieşire din teu distribuitor	90	1,8
Asamblări filetate	neglijabil	neglijabil
Robinet cu ventil normal complet deschis	60 - 300	1,2 – 6,0
Robinet cu pană complet deschis	7	0,15
Robinet cu pană ¾ deschis	40	1
Robinet cu pană ½ deschis	200	4
Robinet cu pană ¼ deschis	800	16

Pentru lărgirea bruscă de secțiune, coeficientul ζ în regim turbulent se calculează cu relația:

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \tag{3.122}$$

în care A_1 reprezintă aria secțiunii înguste, iar A_2 – aria secțiunii lărgite.

Pentru îngustarea bruscă de secțiune, coeficientul ζ depinde atât de raportul ariilor celor două secțiuni (A_1/A_2), cât şi de regimul de curgere, aşa cum reiese din tab. 3.22.

Tab. 3.22. Valorile coeficientului ζ pentru lărgire bruscă de secțiune

Valoare Reynolds	**Raport A_1/A_2**					
	0,1	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**
10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10
100	1,70	1,40	1,20	1,10	0,90	0,80
1000	2,00	1,60	1,30	1,05	0,90	0,60
3000	1,00	0,70	0,60	0,40	0,30	0,20
> 3500	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16

În cazul lărgirii continue de secțiune (în difuzoare), coeficientul ζ se calculează cu relațiile:

$$\zeta = 0{,}2\left[1-\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right] \quad \text{daca } \alpha < 8^\circ$$
$$\zeta = 3{,}5tg\frac{\alpha}{2}\left(1-\frac{A_1}{A_2}\right) \quad \text{daca } 7{,}5 < \alpha < 35^\circ \qquad (3.123)$$

în care α reprezintă unghiul la vârf al conului difuzor.

Pentru ieşirea din țevi se consideră ζ = 1, iar pentru intrarea în țevi (dintr-un recipient) valoarea ζ depinde de forma intrării în țeavă (fig. 3.115).

Tab. 3.23. Valorile coeficientului ζ pentru intrarea în țevi

Fig. 3.114	a	b	c	d	e	f
ζ	0,5	0,25	0,06-0,005	0,56	3	0,5 + 0,3cos δ + 0,2cos^2 δ

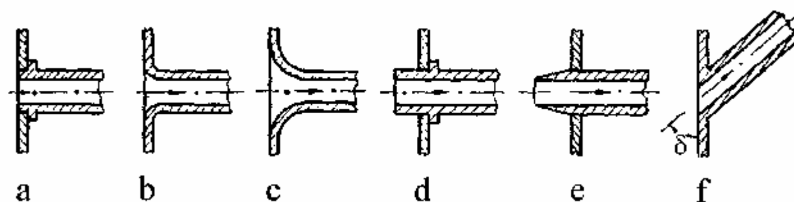


Fig. 3.115. Forma intrării în țeavă

Pentru fluidele nenewtoniene există puține date referitoare la căderea de presiune prin rezistențe hidraulice locale. Datele existente arată că în cazul îngustării (lărgirii) bruşte a secțiunii de curgere, sau la intrarea în țevi, valorile căderii de presiune sunt de acelaşi ordin de mărime ca şi în cazul fluidelor newtoniene.

4. AMESTECAREA

4.1. INTRODUCERE

Amestecarea este una dintre cele mai des întâlnite operații, nu numai în industria alimentară, ci în majoritatea industriilor de proces. Termenul de "amestecare" este aplicat acelor procese care conduc la reducerea gradului de neuniformitate sau a gradientului de proprietate (concentrație, temperatură, viscozitate, densitate, etc.) într-un sistem dat. Amestecarea se realizează prin deplasarea materialelor dintr-o zonă în alta.

Procesul de amestecare este utilizat fie ca proces independent în vederea obținerii unui produs finit cât mai omogen (produse cosmetice, sosuri, înghețate, etc.), fie ca proces auxiliar pentru intensificarea altor procese fizice, fizico-chimice, chimice sau biochimice. Astfel amestecarea serveşte la intensificarea transferului de căldură şi/sau de masă în diverse procese (încălzire, răcire, dizolvare, cristalizare, extracție, absorbție, uscare, etc.) precum şi la accelerarea reacțiilor chimice şi biochimice.

Amestecarea necesită mişcarea materialelor implicate în proces. Modul în care se realizează punerea în mişcare a materialului şi menținerea lui în această stare depinde de natura materialului, care determină în mare măsură si natura amestecului.

4.1.1. CLASIFICAREA AMESTECURILOR

În urma proceselor de amestecare pot rezulta amestecuri **omogene** sau amestecuri **eterogene**. În funcție de natura fazelor implicate în procesul de amestecare, amestecurile rezultate poartă denumiri specifice (tab. 4.1).

Tab. 4.1. Clasificarea amestecurilor după natura şi ponderea fazelor participante

Tipul amestecului	Faze participante la formarea amestecurilor		Denumirea amestecului
	Faza continuă	Faza dispersă	
Amestecuri eterogene	gaz	lichid	ceață (aerosoli lichizi)
		solid	fum (aerosoli solizi)
	lichid	gaz	spumă
		lichid	emulsie
		solid	suspensie
	solid	gaz	strat fluidizat cu gaze
		lichid	strat fluidizat cu lichide
		solid	amestec mecanic
Amestecuri omogene	gaz	gaz	amestec de gaze
	lichid	gaz	soluție de gaz în lichid
		lichid	soluție de lichid în lichid
		solid	soluție de solid în lichid

Granița dintre amestecurile omogene şi cele eterogene este oarecum convențională. Astfel, între o soluție “adevărată” (în care dispersia particulelor de solut se realizează la nivel molecular) şi o dispersie grosieră (o suspensie sau o emulsie), există o categorie intermediară de amestecuri, **sistemele coloidale**. Astfel de sisteme, frecvent întâlnite în practică (albuminele, gelatina, etc.), nu pot fi considerate nici soluții în adevăratul sens al cuvântului (amestecuri omogene), dar nici amestecuri eterogene.

Termenul de **agitare** se foloseşte pentru amestecarea între fluide sau între lichide şi solide, când amestecul are viscozitate mică sau medie. Termenul de **malaxare** este utilizat în cazul amestecării lichidelor cu solide, când amestecul obținut are consistență mare (paste, aluaturi, etc.). Termenul de **omogenizare** este utilizat pentru a denumi reducerea dimensiunilor particulelor fazei disperse în procesul de obținere a emulsiilor. Termenul de **amestecare** este utilizat – în sens restrâns – pentru amestecarea solidelor granulare sau pulverulente. În mod corespunzător, utilajele în care se desfăşoară agitarea, malaxarea omogenizarea şi amestecarea, se numesc respectiv: **agitatoare**, **malaxoare**, **omogenizatoare**, **amestecătoare**. Uneori, prin “agitator” se înțelege numai dispozitivul care produce agitarea, fără recipientul care conține materialul.

4.1.2. TIPURI DE PROCESE DE AMESTECARE

Pentru a putea aborda într-o manieră unitară problemele referitoare la amestecare, este utilă clasificarea proceselor de amestecare în funcție de natura fazelor prezente.

4.1.2.1. AMESTECAREA LICHIDELOR MISCIBILE

Există multe situații în care două sau mai multe lichide miscibile trebuie amestecate, în vederea obținerii unui produs cu anumite caracteristici (cupajarea vinurilor şi a băuturilor distilate, diluarea unor soluții, etc.). Acesta este cel mai simplu proces de amestecare, neimplicând – de regulă – nici procese de transfer de căldură şi nici reacții chimice. Procesul poate fi întâlnit şi în cazul în care o singură fază lichidă, este agitată în vederea îmbunătățirii transferului de căldură şi de substanță între lichid şi peretele vasului, sau între lichid şi o serpentină imersată în acesta. Amestecarea poate pune probleme în cazul în care se amestecă lichide cu viscozități mult diferite, precum şi în cazul amestecării unor lichide newtoniene extrem de viscoase, sau a unor fluide cu comportare nenewtoniană.

4.1.2.2. AMESTECAREA LICHIDELOR NEMISCIBILE

Când două lichide nemiscibile sunt agitate împreună, unul dintre ele (faza dispersă) se dispersează, sub formă de picături mici în cel de-al doilea (faza continuă). Pe acest fenomen se bazează procesul de extracție lichid – lichid, care implică mai multe faze succesive de amestecare – separare între lichidul din care se face extracția şi lichidul utilizat ca extractant; în timpul amestecării, componentul de extras trece din faza din care se extrage în extractant. Tot pe acest fenomen se bazează şi prepararea emulsiilor stabile (maioneze, sosuri, dresinguri, creme, paste, etc.) întâlnite în industria alimentară, farmaceutică sau cosmetică. Datorită faptului că picăturile fazei disperse sunt de dimensiuni foarte reduse, emulsia formată este stabilă un timp considerabil.

4.1.2.3. AMESTECAREA GAZ – LICHID

Multe procese care implică reacții chimice sau biochimice (fermentarea aerobă, carbonatarea zemii de difuzie, etc.) necesită o bună contactare a unui gaz cu un lichid. Scopul procesului de amestecare este în acest

caz de a produce o suprafață mare de contact între faze, prin dispersarea fazei gazoase sub formă de bule în faza lichidă continuă. În general dispersiile de gaz în lichid sunt instabile şi se separă rapid la încetarea agitării; aceasta în cazurile în care nu se formează spume. În unele cazuri este necesară formarea unei spume stabile, caz în care gazul se injectează în lichidul puternic agitat. De cele mai multe ori procesul decurge în prezența unui agent tensioactiv.

4.1.2.4. AMESTECAREA SOLID – LICHID

Multe procese implică amestecarea particulelor solide într-un lichid, în scopul dizolvării acestuia, în scopul dizolvării unui anumit component (extracția lichid - solid), în scopul producerii unei reacții chimice. În majoritatea acestor cazuri, se utilizează lichide având viscozități reduse, iar particulele solide sedimentează rapid la încetarea agitării. La cealaltă extremă se întâlnesc procesele în care faza continuă este un fluid cu viscozitate extrem de ridicată în care trebuie dispersate particule solide foarte fine (încorporarea condimentelor în pasta de carne, de exemplu).

4.1.2.5. AMESTECAREA GAZ – SOLID – LICHID

În unele aplicații (hidrogenarea uleiurilor vegetale, cristalizarea evaporativă, flotația, etc.) eficiența procesului este direct influențată de gradul de amestecare realizat între cele trei faze. În ciuda importanței majore pe care acest fenomen o are în practică, abordarea ştiințifică a sa este destul de săracă.

4.1.2.6. AMESTECAREA SOLIDELOR

Procesul de amestecare a particulelor solide (sub formă granulară sau pulverulentă) este deosebit de complex, el depinzând nu numai de proprietățile particulelor (densitate, mărime, distribuție granulometrică, formă, proprietăți superficiale), ci şi de diferențele existente între proprietățile particulelor componenților implicați în amestecare. Industria alimentară şi industria farmaceutică, alături de industria cimentului şi a sticlei sunt sectoare în care amestecarea solidelor este o operație esențială.

Echipamentele şi dispozitivele pentru amestecare se proiectează nu numai pentru atingerea unui grad de omogenitate prestabilit, ci şi pentru îmbunătățirea, de exemplu, a transferului de căldură. De exemplu, viteza de rotație a unui agitator elicoidal într-un vas de amestec este astfel aleasă încât ea să asigure o anumită viteză a transferului termic. În cele mai multe cazuri, viteza aleasă este mai mult decât suficientă pentru atingerea gradului de omogenitate compozițională dorit. **Amestecarea excesivă** sau **supraamestecarea** trebuie evitată din cel puțin două motive: 1 - creşterea consumului energetic; 2 – pierderea calităților produsului. Acest din urmă motiv este deosebit de important pentru procesele din industria alimentară şi cele biotehnologice. De exemplu, o viteză excesivă a agitatorului poate produce creşterea tensiunilor de forfecare, conducând astfel la distrugerea microorganismelor din bioreactoare.

În procesele de amestecare, este necesar de găsit răspunsul la două probleme importante:

1. Cum se poate proiecta şi selecționa echipamentul de amestecare pentru o anumită aplicație?
2. Cum se poate stabili dacă un anumit amestecător (existent) este potrivit pentru o anumită aplicație?

În ambele cazuri, trebuie luate în considerare următoarele aspecte ale procesului: a – mecanismul amestecării; b – criteriile de similitudine şi de transpunere la scară; c – consumul de putere; d – spectrele de curgere; e – viteza de amestecare şi durata procesului; f – gama de echipamente de amestecare disponibile şi selecționarea dispozitivului corespunzător.

4.1.3. FACTORI CARE INFLUENȚEAZĂ PROCESELE DE AMESTECARE

Principalii factori care influențează procesele de amestecare sunt grupați în tab. 4.2.

Tab. 4.2. Factori care influențează procesul de amestecare

Factori referitori la materiile prime supuse amestecării	• natura componenților • starea fizică a componenților • raportul cantitativ dintre componenți • proprietățile componenților (densitate, viscozitate, solubilitate, tensiune superficială, granulometrie)
Factori referitori la produsul rezultat	• proprietățile produsului (densitate, viscozitate) • gradul de omogenizare
Factori referitori la condițiile de operare în procesul de amestecare	• intensitatea amestecării • funcționarea continuă sau discontinuă • debitul de produs sau cantitatea unei şarje • durata medie de staționare sau durata amestecării unei şarje • temperatura de lucru • presiunea de lucru • scopul procesului de amestecare • tipul amestecătorului • puterea necesară amestecării • costul amestecării

4.2. AMESTECAREA ÎN MEDIU LICHID

La amestecarea în mediu lichid, faza continuă este faza lichidă, faza dispersă putând fi o fază gazoasă, lichidă sau solidă, solubilă, parțial solubilă sau insolubilă în faza continuă. În funcție de solubilitatea fazei disperse, amestecarea poate conduce la obținerea unei soluții sau a unui sistem dispers neomogen (spumă, emulsie, suspensie). Procesul poate fi realizat în regim continuu sau discontinuu, iar amestecarea se poate realiza fie pneumatic (folosind energia unui gaz), fie hidraulic (folosind energia lichidului aflat în curgere forțată), fie mecanic (utilizând dispozitive dinamice imersate în lichid).

4.2.1. EFICIENȚA AMESTECĂRII

În majoritatea cazurilor, eficiența amestecării este unul din criteriile prioritare în alegerea sau proiectarea amestecătoarelor. Nu există la ora actuală nişte criterii unitare prin care să se aprecieze eficiența procesului de amestecare, aceasta şi din cauza faptului că obiectivele amestecării sunt deosebit de variate. În unele cazuri, eficiența poate fi măsurată indirect. De exemplu, concentrația unei soluții este o măsură a amestecării într-un proces de dizolvare, distribuția câmpului de temperaturi dă o imagine a eficienței amestecării în procesele de transfer termic, etc.

O măsură a eficienței amestecării, propusă de către *Möhle*, este unitatea *Thomson*. Unitatea *Thomson* reprezintă acțiunea de agitare care amestecă complet conținutul recipientului în timp de 1 secundă.

Kafarov propune o metodă cantitativă de exprimare cantitativă a omogenizării fazelor prin amestecare. Astfel, din puncte situate la înălțimi diferite şi la distanțe diferite de axul agitatorului se iau simultan probe în care

se stabileşte concentrația relativă a fazelor *a* şi *b* implicate în procesul de amestecare. Concentrația relativă a fazelor se determină pe baza relațiilor:

$$n_a = 100 \cdot \frac{C}{C_0} \qquad n_b = 100 \cdot \frac{100 - C}{100 - C_0} \tag{4.1}$$

iar **gradul de omogenizare** la momentul luării probelor este dat de relația:

$$I = \frac{n_1 + n_2 + \cdots + n_m}{m} \tag{4.2}$$

unde n_a este concentrația relativă a fazei *a* [% masice sau volumice], n_b este concentrația relativă a fazei *b* [% masice sau volumice], C_0 este concentrația globală a componentului *a* în recipient [%], *C* este concentrația componentului *a* în proba prelevată [%], *I* este gradul de omogenizare [%], iar *m* este numărul probelor prelevate, la un moment dat, din recipient. Dacă $C < C_0$ în relația (4.2) se ia $n_I = n_a$, iar dacă $C > C_0$ atunci se ia $n_I = n_b$.

Principala dificultate a metodei o reprezintă prelevarea simultană a probelor din diverse puncte ale recipientului, în timp ce conținutul acestuia se află în agitare. În plus, metoda permite doar determinarea gradului de amestecare la un moment dat, o mărime care nu poate fi utilizată în calculul de proiectare a amestecătoarelor.

Dintre metodele utilizate pentru determinarea momentului în care procesul de amestecare a ajuns în punctul dorit, se pot menționa:

- **metoda colorimetrică**, prin care se urmăreşte uniformizarea nuanței de culoare în recipient. Metoda se utilizează la alegerea tipului de amestecător, utilizându-se modele transparente în care se introduce produsul de amestecat împreună cu un indicator colorat.
- **metoda gradienților de temperatură** se bazează pe măsurarea timpului necesar pentru uniformizarea temperaturii sistemului, după ce acestuia i s-a aplicat un impuls termic cu o cantitate de căldură cunoscută. Metoda dă rezultate corecte în cazul unei izolări termice corespunzătoare a aparaturii şi în cazul în care procesul de amestecare nu este însoțit de efecte termice.
- **metoda conductometrică** este aplicabilă în cazul în care se amestecă produse având conductivități electrice diferite. Durata optimă a amestecării se consideră durata după care, probe prelevate din patru puncte diferite, corespunzător alese, au aceeaşi conductivitate electrică.
- **metoda nefelometrică** poate fi utilizată ca metodă continuă pentru determinarea eficienței amestecării în sisteme eterogene (cazul formării emulsiilor, de exemplu). Prin emulsie se trece o lumină puternică, de intensitate constantă, care acționează asupra unei celule fotoelectrice. Intensitatea curentului generat de fotocelulă este o măsură a cantității de lichid emulsionat şi a gradului de amestecare.

Intensitatea amestecării poate fi evaluată cantitativ raportând valoarea puterii agitatorului (numai puterea consumată pentru agitare, nu şi puterea consumată pentru învingerea rezistențelor mecanice în transmisii, cuplaje, reductoare, etc.) la unitatea de volum a lichidului. În cazul amestecătoarelor mecanice intensitatea amestecării poate fi corelată cu viteza periferică a dispozitivului de amestecare, iar în cazul amestecătoarelor pneumatice cu consumul specific de agent de barbotare (raportat la suprafața liberă a amestecătorului). O astfel de evaluare aproximativă a intensității agitării este prezentată în tab. 4.3.

Tab. 4.3. Evaluarea intensității amestecării

Intensitatea amestecării	**Debitul specific la barbotarea cu aer [$m^3/(m^2.s)$]**	**Amestecare mecanică**	
		Consum specific de putere [W/m^3 lichid]	**Viteza periferică a agitatorului [m/s]**
slabă	0,003 – 0,006	100 – 200	< 2
medie	0,007 – 0,014	400 – 600	3 – 4
intensă	0,015 – 0,020	800 – 2000	5 - 6

O altă categorie de metode pentru determinarea eficienței amestecării se bazează pe determinarea distribuției vitezelor şi vizualizarea spectrelor de curgere. Pentru această vizualizare se utilizează drept indicatori de curgere particule solide fin dispersate, izotopi radioactivi, substanțe fluorescente, iar achiziția de date se realizează prin diverse metode: fluorescență de inducție laser, velocimetrie digitală a imaginii particulelor, anemometrie Doppler, etc. Combinate cu simulările computerizate (CFD – computational fluid dynamics, CFM – computational fluid mixing), aceste tehnici permit o mai bună înțelegere a fenomenologiei amestecării, şi permit o alegere şi proiectare mai riguroasă a dispozitivelor de amestecare.

4.2.2. MECANISMUL AMESTECĂRII

Dispozitivele utilizate pentru amestecarea lichidelor trebuie să îndeplinească două condiții. În primul rând, în agitator trebuie să existe o curgere convectivă a întregului volum de amestecat, astfel încât să nu existe zone stagnante (aşa-numitele "zone moarte"). În al doilea rând, trebuie să existe o zonă a amestecătorului în care, sub influența unor tensiuni de forfecare intense, să aibă loc omogenizarea amestecului. Ambele procese - curgerea convectivă în volum şi forfecarea locală intensă – sunt procese care necesită consum de energie. Parțial energia mecanică introdusă în sistem este disipată sub formă de căldură. Modul în care este distribuit consumul de energie între procesele implicate în amestecare variază de la o aplicație la alta.

4.2.2.1. REGIMUL DE CURGERE LA AMESTECARE

În funcție de proprietățile fluidului, în special de viscozitatea acestuia, curgerea în amestecătoare poate fi laminară sau turbulentă, cu o importantă contribuție a curgerii tranzitorii, în regim intermediar. În mod frecvent, curgerea laminară, intermediară şi turbulentă se întâlnesc simultan în diferite zone ale amestecătorului.

Stabilirea caracterului regimului de curgere de face în funcție de corelația existentă între factorul rezistenței la curgere (ζ) şi criteriul Reynolds. Factorul rezistenței la curgere (coeficientul de rezistență al mediului) se determină fie pe baza tensiunilor de forfecare la perete, fie pe baza căderii de presiune a fluidului care întâlneşte în curgere o rezistență locală (un corp imersat, o modificare de direcție sau de secțiune de curgere). Numărul Reynolds se determină pe baza diametrului real sau echivalent al spațiului de curgere sau al corpului imersat şi pe baza vitezei reale de curgere a fluidului.

Un regim de curgere caracterizat printr-o dependență invers proporțională între ζ şi Re este considerat **laminar**, în timp ce un regim de curgere caracterizat printr-o cvasiindepenență a numărului Re de ζ este considerat **turbulent**. Între aceste extreme, dependența exponențială a lui ζ față de Re, caracterizează regimul **intermediar** sau **tranzitoriu**.

Într-un recipient prevăzut cu un agitator - cazul majorității amestecătoarelor mecanice pentru lichide – caracteristicile curgerii şi ale transferului de energie şi de masă în fluid sunt exprimate prin minim două corelații de tipul $\zeta = f$ (Re), una exprimând rezistență la curgere indusă de pereții recipientului, iar cealaltă reprezentând rezistența la curgere indusă de brațele (paletele) agitatorului. O a treia corelație apare în cazul recipientelor prevăzute cu şicane, reprezentând rezistența suplimentară la curgere indusă de şicane.

Prima corelație (fig. 4.1 a) descrie tensiunea de forfecare la peretele recipientului ca o funcție de viteza medie de curgere. Caracterul curbei este general pentru toate tipurile de secțiuni de curgere; diferă doar valorile numerice ale graficului, în funcție de dimensiunile relative ale recipientului şi ale agitatorului. Numărul Re se calculează în funcție de dimensiunea canalului sau de diametrul recipientului şi de viteza tangențială medie a lichidului în recipient. La valori Re < 1500 curgerea este laminară. La valori Re > 1500, panta dreptei este aproximativ egală cu –0,25, curgerea fiind considerată turbulentă.

A doua corelație (fig. 4.1. b) descrie rezistența pe care o opun paletele agitatorului la curgere lichidului peste ele. Factorul de rezistență al paletelor este funcție de numărul Re al paletelor, care se exprimă în funcție de lățimea paletei şi de viteza sa relativă, altfel spus în funcție de viteza periferică a paletei şi viteza tangențială a fluidului. La valori Re mici (Re = 5 … 10) se consideră curgerea a fi strict laminară, în timp ce la valori Re > 1000 curgerea este considerată turbulentă. Pentru valori Re = 10 … 1000 regimul de curgere este considerat intermediar.

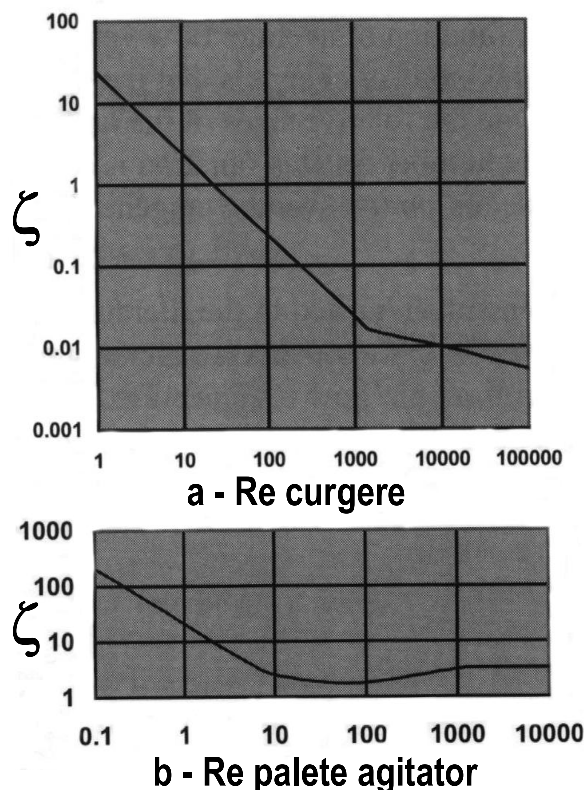


Fig. 4.1. Corelații ζ = f (Re)
a – curgerea în recipient;
b – curgerea în jurul paletelor

4.2.2.2. MACROAMESTECAREA

Din punct de vedere al amestecării, volumul total al recipientului poate fi considerat ca fiind alcătuit din zone în caracterizate de două tipuri diferite de condiții de curgere.

Într-o categorie de zone apar mişcări stabile, pe direcție tangențială sau axială, formându-se straturi stabile de fluid care se deplasează cu viteze diferite. Între aceste straturi de lichid nu există un transfer semnificativ de substanță, comportare caracteristică unei curgeri de tip laminar. Amestecarea apare în aceste zone ca efect al deformărilor produse din cauza vitezelor diferite ale straturilor de fluid adiacente. Acest mecanism contribuie la macro-omogenizarea amestecului, asigurând redistribuirea componentelor de-a lungul direcției de curgere. El nu produce însă amestecarea între straturile adiacente.

Stadiile de amestecare lentă, datorită deformațiilor în direcție tangențială şi axială, alternează periodic cu schimbări bruşte ale direcției de curgere şi ale structurii printr-un schimb rapid şi aleatoriu de substanță între straturile de fluid. Aceste schimbări de direcție reprezintă condiția necesară pentru ruperea straturilor învecinate de compoziții diferite şi implicit pentru realizarea omogenizării la scară macro.

Stadiile de schimb rapid de substanță decurg în anumite zone ale amestecătoarelor, zone denumite **zone de amestecare** (**eficientă**). În recipientele prevăzute cu agitatoare elicoidale sau de tip ancoră, aceste zone sunt localizate în jurul punctelor de întoarcere ale fluxurilor de fluid, puncte situate în apropierea extremităților superioare şi inferioare ale agitatorului (fig. 4.2 a). La celelalte tipuri de agitatoare, zonele de amestecare sunt amplasate în imediata vecinătate a extremităților paletelor (fig. 4.2 b). Trecerea unei porțiuni de fluid prin zona de amestecare este considerată ca reprezentând un **ciclu de amestecare**.

Uniformitatea unui amestec este considerată a fi atinsă atunci când materialul din toate punctele recipientului de amestecare a trecut prin zonele de amestecare. Datorită neuniformității distribuției vitezelor, timpul necesar pentru ca porțiunile de fluid localizate inițial în puncte diferite ale recipientului să treacă prin cea mai apropiată zonă de amestecare va fi diferit, astfel încât numărul de cicluri e amestecare este o variabilă stocastică, dependentă de timp.

Numărul minim de cicluri de amestecare necesar pentru atingerea unui anumit obiectiv depinde de caracteristicile procesului şi de proprietățile componentelor implicate în proces (viscozitate şi densitate în primul rând).

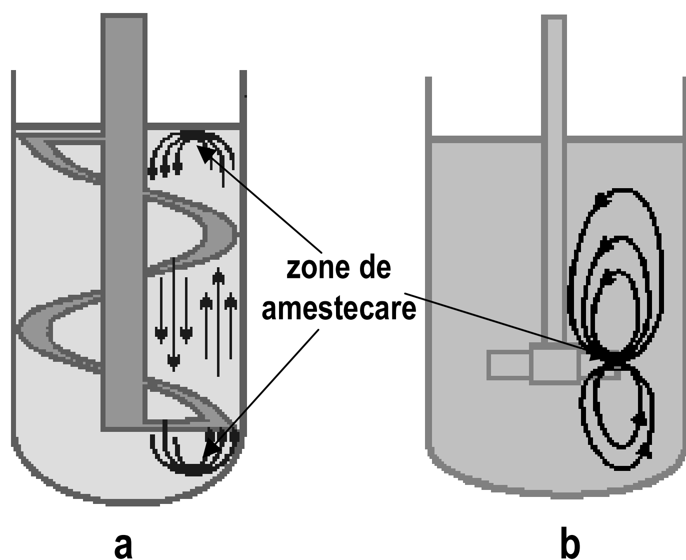


Fig. 4.2. Amplasarea zonelor de amestecare în: a – agitatoare elicoidale; b – agitatoare cu palete.

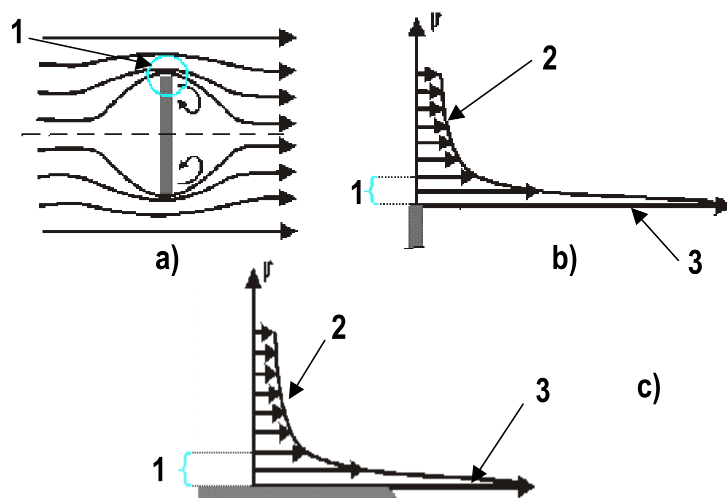


Fig. 4.3. Zone cu forfecare extremă la dispozitive: a, b – radiale (agitator cu brațe); c – tangențiale (agitator disc zimțat). 1 – zone de forfecare maximă; 2 – viteza fluidului; 3 – viteza periferică a dispozitivului de amestecare

În orice caz, pentru toate procesele, gradul de uniformitate al amestecului din recipient este direct proporțional cu numărul mediu de treceri prin zonele de amestecare şi invers proporțional cu procentul de fluid care a trecut prin zonele de amestecare de mai puține ori decât un număr dat.

4.2.2.3. MICROAMESTECAREA

Schimbul aleatoriu de substanță în zonele de amestecare anterior definite este de o magnitudine apropiată de dimensiunile paletelor agitatorului, acest schimb realizând amestecarea la nivel macro. Treceri repetate ale mediului prin aceste zone de amestecare conduc la reducerea la o scară tot mai mică a gradului de neuniformitate, către nivelul microscopic, când omogenizarea ulterioară se realizează ca efect al difuziunii moleculare. Multe categorii de produse (vopsele, cosmetice, creme, emulsii stabile, etc.) necesită însă un tratament mult mai intensiv, datorită faptului că produsele menționate solicită o distribuție mult mai uniformă a diferitelor componente, din care fac parte inclusiv solide pulverulente.

Materialul solid constă de obicei din particule de dimensiuni forte mici (de ordinul micronilor sau chiar mai puțin), particule care, datorită forțelor de adeziune, formează agregate mari. Pentru distrugerea acestor agregate este necesară supunerea mediului la tensiuni de forfecare extrem de ridicate. Acest tratament conduce la învingerea forțelor de adeziune şi la distrugerea agregatelor, atingându-se un grad ridicat de omogenitate la nivel microscopic. Zonele cu forfecare extremă se formează în vecinătatea paletelor agitatorului, datorită marii diferențe dintre viteza paletei şi viteza mediului înconjurător (fig. 4.3).

Distrugerea agregatelor şi microamestecarea decurg numai în aceste zone cu tensiuni mari de forfecare, denumite pe scurt **zone de forfecare**. Rezultatul final al amestecării în aceste zone depinde de următorii parametri:

- Viteza de forfecare sau tensiunea de forfecare în vecinătatea agitatorului. Fiecărei compoziții a unui amestec îi corespunde o valoare critică a tensiunii de forfecare necesare pentru distrugerea eficientă a agregatelor şi pentru omogenizarea amestecului. Viteza de forfecare şi corespunzător tensiunea de forfecare pe paleta agitatorului cresc direct proporțional cu viteza de rotație. De aceea, operațiile care necesită tratamente de forfecare intensă se conduc în recipiente prevăzute cu agitatoare de turație înaltă.
- Gradul de prelucrare al mediului în zona de forfecare. Acest parametru este caracterizat cel mai bine de cantitatea relativă de material supusă forfecării înalte pentru mai puțin decât o perioadă determinată. Această porțiune de material conține agregate mari şi incluziuni neuniforme. În cea mai mare parte a cazurilor întâlnite în practică, zonele de forfecare constituie o porțiune redusă din volumul recipientului. De aceea, partea "finală" de material rămasă neprelucrată în zonele de forfecare este o funcție stocastică de volumul relativ al zonelor de forfecare din vecinătatea paletelor agitatorului.

4.2.2.4. AMESTECAREA LAMINARĂ

Curgerea laminară este asociată în general lichidelor cu viscozitate ridicată (peste 10 Pa.s). În aceste lichide forțele inerțiale se atenuează rapid, astfel încât agitatorul sau amestecătorul trebuie să acopere o porțiune întinsă a secțiunii recipientului pentru asigurarea mişcării globale a fluidului. Datorită gradienților de viteză mari din vecinătatea paletelor agitatorului, elementele de volum de fluid din zona respectivă se deformează. Ele suferă alungiri şi subțieri repetate, de câte ori trec prin zona de forfecare înaltă (fig. 4.4 a). În plus, datorită convergenței liniilor de curent, deci creşterii vitezei în direcția curgerii, au loc alungiri suplimentare ale elementelor de volum. Deoarece volumul rămâne constant, alungirea are ca efect subțierea şi aplatizarea lor (fig. 4.4 b), efectul fiind de reducere a dimensiunilor picăturilor şi de mărire a suprafeței interfaciale, atingându-se astfel gradul de omogenizare dorit.

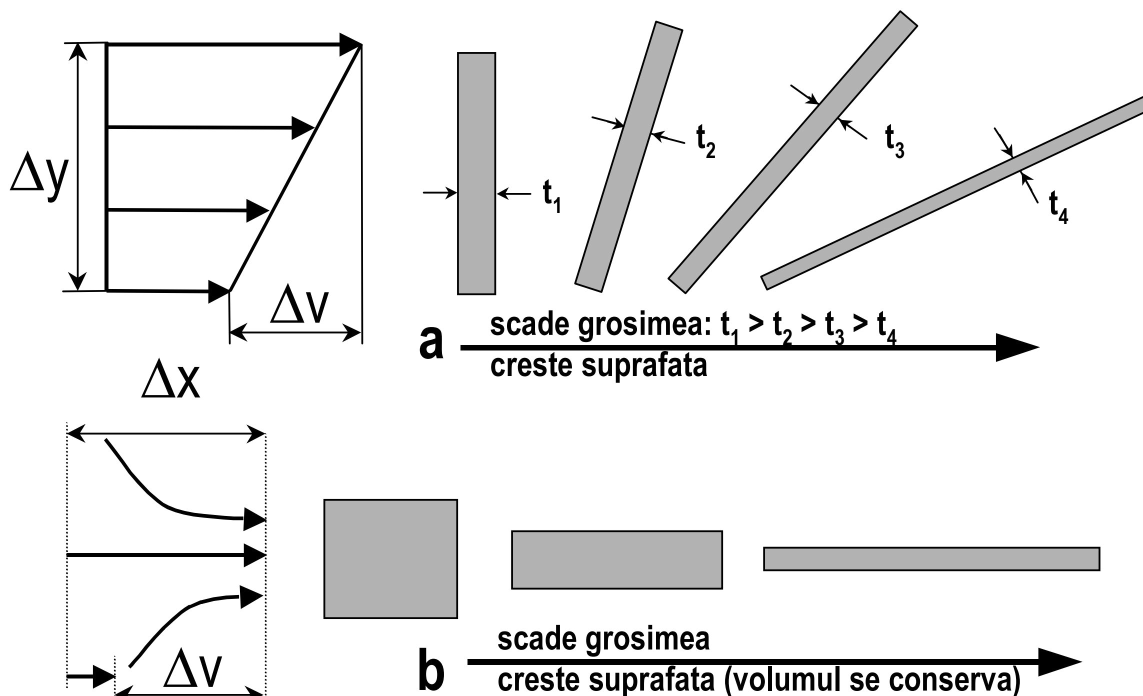


Fig. 4.4. Reprezentarea schematică a subțierii elementelor de volum de fluid: a – datorită forfecării laminare; b – datorită alungirii laminare

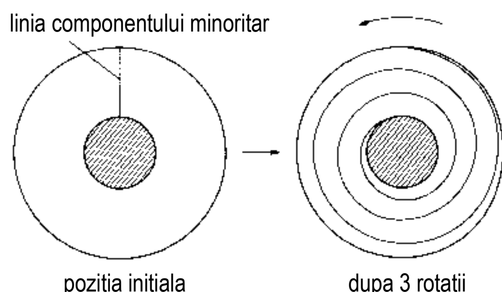


Fig. 4.5. Mecanismul forfecării laminare între doi cilindrii coaxiali

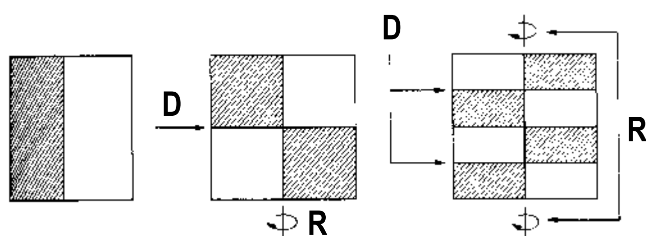


Fig. 4.6. Mecanismul amestecării prin divizarea şi împăturirea elementelor de volum de fluid

Un proces similar are loc în curgerea laminară şi atunci când fluidul este supus forfecării între doi cilindrii coaxiali. În timpul fiecărei rotații a cilindrului exterior (fig. 4.5), grosimea elementelor de volum de fluid se micşorează; difuziunea moleculară îşi face simțită prezența când elementele de volum sunt suficient de subțiri.

Amestecarea poate fi indusă şi prin divizarea fizică a curentului de fluid în curenți mai mici, urmată de redistribuirea lor. Amestecătoarele statice montate în flux se bazează cu precădere pe acest mecanism, prezentat schematic în fig. 4.6.

4.2.2.5. AMESTECAREA TURBULENTĂ

În cazul lichidelor cu viscozitate mică (sub 10^{-3} Pa.s), caracterul curgerii în volumul recipientului de amestecare este turbulent. Inerția dată lichidului de către agitator este suficientă pentru a asigura circulația acestuia prin recipient şi întoarcerea înapoi în zona agitatorului. Difuziunea prin intermediul turbioanelor are loc în întreg volumul, fiind maximă în vecinătatea agitatorului. Difuziunea turbulentă fiind mult mai rapidă decât difuziunea moleculară, este evident că amestecarea turbulentă va decurge mult mai rapid decât amestecarea laminară. Omogenizarea finală, la nivel molecular, va fi însă dependentă de difuziunea moleculară, care decurge mai rapid în lichidele cu viscozitate redusă. Amestecarea este mai intensă în zona agitatorului, unde apar turbioane suplimentare, iar tensiunile de forfecare sunt ridicate (apar suplimentar şi tensiunile turbulente Reynolds).

Din cauza complexității curgerii turbulente, tratarea teoretică a amestecării turbulente este mai dificilă. La numere Reynolds suficient de mari se poate utiliza teoria turbulenței izotropice locale. Curgerea turbulentă poate fi asimilată cu un spectru de fluctuație al vitezelor şi o serie de turbioane de diverse mărimi, suprapuse peste o curgere globală, mediată în timp. În recipientul de amestecare, este de presupus că turbioanele primare mari, comparabile ca dimensiuni cu diametrul agitatorului, produc creşterea fluctuațiilor de viteză, însă cu o frecvență scăzută. Astfel de turbioane sunt anizotropice şi interacțiunea lor cu liniile de curent lente produce turbioane de dimensiuni mai reduse, dar de frecvențe ridicate, turbioane care se dezintegrează ulterior, în final disipându-şi energia sub formă de căldură. În timpul procesului de dezintegrare, energia cinetică este transferată de la turbioanele mari la cele mici. Această descriere, mult simplificată, oferă o imagine calitativă a amestecării turbulente, proces care în multe privințe este similar cu curgerea turbulentă a unui fluid în vecinătatea unui contur solid.

4.2.3. VITEZA ŞI DURATA AMESTECĂRII

Amestecarea se poate realiza ca proces discontinuu sau continuu. **Amestecarea discontinuă** se realizează într-un recipient în care se introduc de la început sau de-a lungul unui interval de timp materialele

componente ale produsului final: amestecarea se prelungeşte până când se ajunge la gradul de omogenizare dorit, după care şarja se evacuează din amestecător. **Amestecarea continuă** se realizează într-un amestecător alimentat continuu cu componenţii amestecului (în proporţia necesară) şi din care se evacuează, tot continuu, produsul. Uneori materialele pot fi amestecate succesiv în mai multe aparate.

4.2.3.1. AMESTECAREA DISCONTINUĂ

Modelul ideal al amestecătorului discontinuu este **recipientul discontinuu cu amestecare perfectă (RDAP)**. Acest amestecător ideal este format dintr-un vas prevăzut cu agitare astfel încât concentraţia este aceeaşi în orice punct din volumul masei de reacţie (condiţia de amestecare perfectă). Funcţionarea acestuia este în şarje, iar regimul este nestaţionar.

Timpul total de desfăşurare a unei şarje este:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 \qquad (4.3)$$

Acest timp include timpul necesar încărcării materiilor prime (t_1), timpul necesar aducerii masei de reacţie la condiţiile de regim (t_2), timpul necesar transformării propriu-zise (t_3), timpul necesar aducerii masei de reacţie la condiţiile normale de temperatură şi presiune (t_4), timpul necesar pentru golirea produsului final (t_5), timpul necesar pentru curăţirea şi pregătirea amestecătorului pentru o nouă şarjă (t_6). Etapele *1, 5* şi *6* se disting clar, durata lor depinzând direct de volumul masei de reacţie sau de capacitatea de producţie. Etapele *2* şi *4* sunt mai puţin evidenţiabile.

Factorul de utilizare al RDAP este definit de raportul:

$$\psi = \frac{t_3}{\sum t_i} \cdot 100 \quad [\%] \qquad (4.4)$$

şi el are în general valori scăzute (sub 70%).

O altă caracteristică a RDAP este **gradul de umplere**, definit ca raport între volumul masei de reacţie (V) şi volumul recipientului (V_R):

$$\varphi = \frac{V}{V_R} \quad [\mathrm{m^3/m^3}] \qquad (4.5)$$

Dacă în RDAP are loc un proces de transformare (chimică sau biochimică), pentru un element de volum dV din masa de reacţie se poate scrie următorul bilanţ de masă pentru componentul valoros:

$$A = B + C + D \qquad (4.6)$$

În care A reprezintă debitul molar de reactant valoros A_k la intrare în elementul de volum dV; B reprezintă debitul molar de reactant valoros A_k la ieşire din elementul de volum; C reprezintă cantitatea de reactant A_k transformată în proces, iar D reprezintă cantitatea de component A_k acumulată în elementul de volum.

Datorită funcţionării discontinue, debitele de intrare şi de ieşire la un moment dat sunt nule ($A = B = 0$), iar ecuaţia (4.6) se scrie:

$$C + D = 0 \qquad (4.7)$$

Cantitatea de reactant A_k consumată (C) este dată de produsul dintre viteza procesului ($-r_{Ak}$) şi volumul masei de reacţie:

$$C = V \cdot \left(-r_{Ak}\right) \qquad (4.8)$$

iar cantitatea acumulată poate fi scrisă ca variaţia cantităţii de A_k în timp:

$$D = \frac{dn_{Ak}}{dt} \qquad (4.9)$$

Ecuaţia de bilanţ (4.7) devine după înlocuiri:

$$-\frac{dn_{Ak}}{dt} = V \cdot (-r_{Ak}) \tag{4.10}$$

Exprimând pe n_{Ak} în funcție de gradul de transformare η_{Ak} [vezi ecuațiile (2.22) – (2.27)], rezultă după diferențiere:

$$\frac{n_{Ak}^{a} \cdot d\eta_{Ak}}{dt} = V \cdot (-r_{Ak}) \tag{4.11}$$

Volumul masei de reacție la un moment dat poate fi exprimat ca o funcție de volumul inițial (V^a), iar numărul inițial de moli de A_k poate fi exprimat în funcție de concentrația sa inițială:

$$\begin{aligned} V &= f(V^a) \\ n_{Ak}^{a} &= V^a \cdot C_{Ak}^{a} \end{aligned} \tag{4.12}$$

Cu aceste înlocuiri şi după separarea variabilelor, ecuația (4.11) devine:

$$dt = \frac{C_{Ak}^{a} \cdot d\eta_{Ak}}{(-r_{Ak}) \cdot f(V^a)} \tag{4.13}$$

sau în forma integrală:

$$t = C_{Ak}^{a} \int_{0}^{\eta_{Ak}} \frac{d\eta_{Ak}}{(-r_{Ak}) \cdot f(V^a)} \tag{4.14}$$

Ecuația (4.14) permite calculul timpului necesar pentru desfăşurarea procesului într-un RDAP, cu condiția cunoaşterii expresiei vitezei procesului (a ecuației cinetice) şi a relației de dependență a volumului masei de reacție cu volumul său inițial. Funcție de complexitatea relațiilor care dau aceste dependențe, integrala din ecuația (4.14) se rezolvă analitic, grafic sau numeric, obținându-se în final timpul necesar pentru obținerea gradului de transformare impus.

Volumul recipientului se determină în funcție de volumul şarjei şi de gradul de umplere, pe baza ecuației (4.5). Volumul unei şarje se determină în funcție de capacitatea de producție şi de factorul de utilizare al recipientului.

O variantă a amestecătorului discontinuu este **amestecătorul semicontinuu**. În acesta, unul din componenții amestecului este introdus în întregime la momentul inițial (t = 0), iar celălalt (ceilalți) se adaugă în mod continuu, pe măsura desfăşurării procesului. Acest mod de lucru este utilizat atunci când amestecarea este puternic exotermă, când amestecul spumează puternic, etc.

În calculul timpului de amestecare în RDAP s-a pornit de la prezumția că omogenizarea spațială a concentrației este instantanee. În majoritatea cazurilor însă, realitatea este cu totul alta. De aceea, se recomandă fie folosirea unor modele mai apropiate de realitate, fie experimentarea directă pe model şi utilizarea analizei dimensionale.

Durata amestecării, t, se consideră a fi influențată de:

- forma recipientului prin diametrul D, înălțimea lichidului H, diametrul agitatorului d şi turația acestuia n;
- proprietățile lichidului: densitatea ρ şi viscozitatea μ;
- diferența de densitate $\Delta\rho$ (numai în cazul amestecării unor lichide cu densități diferite);
- accelerația gravitațională g (numai în cazul amestecării turbulente).

Forma generală a funcției care descrie procesul de amestecare va fi:

$$f(t, n, \rho, \Delta\rho, \mu, g, d, D, H) = 0 \tag{4.15}$$

În conformitate cu teorema π a lui *Buckingham*, amestecarea fiind un fenomen mecanic (n = 3) şi fiind influențată de m = 9 parametrii şi constante dimensionale, rezultă că descrierea sa va fi făcută de:

$$i = m - n = 6 \tag{4.16}$$

criterii de similitudine adimensionale. Prin introducerea simplecşilor de similitudine:

$$\Gamma_1 = \frac{\Delta\rho}{\rho}; \qquad \Gamma_2 = \frac{d}{D}; \qquad \Gamma_3 = \frac{d}{H} \qquad (4.17)$$

se elimină parametrii $\Delta\rho$, D şi H, numărul criteriilor de similitudine care trebuie determinați reducându-se la 3.

Alegând drept mărimi comune n, d şi ρ, prin analiză dimensională se obțin expresiile următoarelor criterii de similitudine [vezi şi *Gavrilă, L.*, **Fenomene de transfer**, vol. I, Ed. Alma Mater Bacău, 2000, Cap. 2 “Similitudine şi analiză dimensională”]:

$$\pi_1 = \frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu} = \frac{n \cdot d^2}{\upsilon} = \mathrm{Re}_{AG}$$
$$\pi_2 = \frac{n^2 \cdot d}{g} = \left(\mathrm{Fr}_{AG}\right)^{-1} \qquad (4.18)$$
$$\pi_3 = \frac{1}{n \cdot t} = \left(\mathrm{Ho}_{AG}\right)^{-1}$$

Acestea sunt: criteriul Reynolds pentru agitare, criteriul Froude pentru agitare şi criteriul de homocronism pentru agitare. În aceste condiții, ecuația (4.15) se scrie criterial sub forma:

$$\mathrm{Ho}_{AG} = f\left(\mathrm{Re}_{AG}, \mathrm{Fr}_{AG}, \frac{\Delta\rho}{\rho}, \frac{d}{D}, \frac{d}{H}\right) \qquad (4.19)$$

Combinând criteriul lui Froude cu simplecşii Γ_1 şi Γ_3 se obține o formă modificată a lui Fr_{AG}, care exprimă relația dintre presiunea dinamică $\rho n^2 d^2$ şi presiunea statică $\Delta\rho g H$, criteriu dat de relația:

$$\mathrm{Fr}^*_{AG} = \frac{\rho \cdot n^2 \cdot d^2}{\Delta\rho \cdot g \cdot H} \qquad (4.20)$$

Cu (4.20), ecuația (4.15) se scrie:

$$\mathrm{Ho}_{AG} = f\left(\mathrm{Re}_{AG}, \mathrm{Fr}^*_{AG}, \frac{d}{D}\right) \qquad (4.21)$$

din care se poate exprima durata de amestecare:

$$t = k \cdot n^{-1} \cdot \left(\mathrm{Re}_{AG}\right)^a \cdot \left(\mathrm{Fr}^*_{AG}\right)^b \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^c \qquad (4.22)$$

În care coeficienții k, a, b, c trebuie determinați experimental. În cazul menținerii similitudinii geometrice între model şi prototip, sau în cazul unui aparat dat, simplexul Γ_2 dispare şi ecuația (4.22) se reduce la:

$$t = k \cdot n^{-1} \cdot \left(\mathrm{Re}_{AG}\right)^a \cdot \left(\mathrm{Fr}^*_{AG}\right)^b \qquad (4.23)$$

Ecuația (4.23) nu dă rezultate satisfăcătoare pentru procesele de amestecare în care intervine transferul de căldură sau transferul de masă interfazic. Este utilă însă pentru determinarea consumului energetic minim.

NOTĂ: S-au introdus aici câteva criterii de similitudine specifice amestecării în mediu lichid în agitatoare cu elemente mobile. Expresiile lor sunt similare cu ale criteriilor de similitudine general definite pentru curgere, cu observațiile:

1. dimensiunea geometrică caracteristică este diametrul dispozitivului de amestecare, d;
2. viteza caracteristică în procesul de agitare, v, este viteza periferică a agitatorului, care se exprimă în funcție de diametrul dispozitivului de amestecare şi de turația (n) acestuia: $v = \pi \cdot d \cdot n$;
3. puterea necesară, N, este direct proporțională cu forța necesară dispozitivului de amestecare pentru învingerea rezistenței lichidului (F) şi cu viteza periferică (v) a acestuia: $N = F \cdot v$;
4. forța necesară învingerii rezistenței lichidului (F) este direct proporțională cu căderea de presiune (ΔP) şi cu pătratul diametrului d: $F = \Delta P \cdot d^2$.

În tab. 4.4 sunt prezentate expresiile câtorva criterii de similitudine întâlnite frecvent în calculul şi descrierea proceselor de amestecare.

Tab. 4.4. Criterii de similitudine pentru curgerea şi amestecarea fluidelor

Criteriul	Curgere	Amestecare
Reynolds	$\mathrm{Re} = \dfrac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$	$\mathrm{Re}_{AG} = \dfrac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu}$
Froude	$\mathrm{Fr} = \dfrac{v^2}{l \cdot g}$	$\mathrm{Fr}_{AG} = \dfrac{n^2 \cdot d}{g}$
Weber	$\mathrm{We} = \dfrac{l \cdot v^2 \cdot \rho}{\sigma}$	$\mathrm{We}_{AG} = \dfrac{\rho \cdot n^2 \cdot d^3}{\sigma}$
Euler	$\mathrm{Eu} = \dfrac{\Delta P}{\rho \cdot v^2}$	$\mathrm{Eu}_{AG} = \dfrac{N}{n^3 \cdot d^5 \cdot \rho}$
homocronism	$\mathrm{Ho} = \dfrac{v \cdot t}{l}$	$\mathrm{Ho}_{AG} = t \cdot n$

Datele experimentale sugerează faptul că timpul de amestecare adimensional θ $(\theta = t \cdot n)$ este independent de Reynolds atât în domeniul laminar cât şi în cel turbulent, domenii în care timpul de amestecare (adimensional) este constant, variația lui observându-se doar în domeniul curgerii intermediare (fig. 4.7).

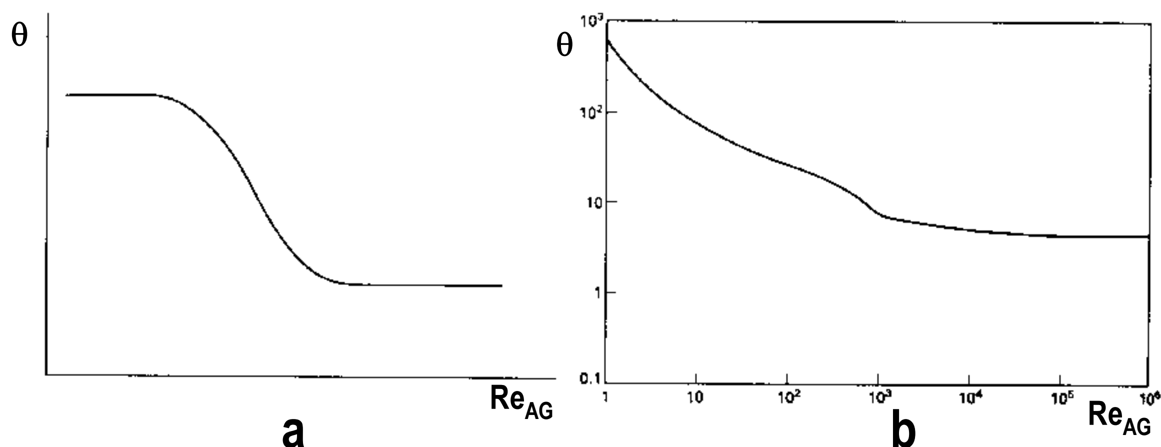


Fig. 4.7. Dependența timpului de amestecare adimensional de criteriul Reynolds:
a – curbă tipică; b – date experimentale pentru amestecătoare turbină.

După unii autori, nu există diferențe semnificative între timpul de amestecare al fluidelor newtoniene şi cel al fluidelor nenewtoniene. Alți autori semnalează contrariul: timpul de amestecare al unor fluide pseudoplastice este de aproximativ 50 de ori mai mare decât cel prezis în cazul fluidelor newtoniene. Deşi datele referitoare la comportarea fluidelor care posedă elasticitate sunt puține, se pare că rolul componentei elastice este puternic dependent de geometria agitatorului. În literatură există multe date contradictorii referitoare la comportarea fluidelor nenewtoniene în procesele de amestecare. Ca urmare, utilizarea lor în scopul proiectării sau alegerii amestecătoarelor trebuie făcută cu mult discernământ.

4.2.3.2. AMESTECAREA CONTINUĂ

O mărime caracteristică a amestecării continue este **timpul** (**durata**) **de staționare** a materialelor în amestecător. În cazul amestecării continue, nu toate particulele rămân în amestecător acelaşi interval de timp. Chiar dacă amestecarea este foarte rapidă, vor exista elemente de fluid care părăsesc imediat amestecătorul, dar şi elemente care vor rămâne în amestecător o perioadă mult mai lungă de timp. Se poate defini o durată medie de staționare ca raport între volumul conținut în amestecător (considerat constant) şi debitul volumic de total de material care parcurge amestecătorul:

$$t_m = \frac{V}{m_V} \tag{4.24}$$

Neuniformitatea duratelor de staționare poate fi cauza unor randamente scăzute, fie din cauză că prea multe porțiuni de material au staționat în amestecător un interval de timp prea mic pentru realizarea procesului, fie din cauză că prea multe porțiuni de material au staționat în amestecător un timp prea îndelungat, degradându-se sau ocupând în mod inutil locul în amestecător, micşorându-i astfel productivitatea.

Amestecătoarele reale se încadrează între două tipuri extreme (ideale) de amestecătoare continue: recipientul continuu cu deplasare ideală (RCDI) şi recipientul continuu cu amestecare perfectă (RCAP). De primul tip se apropie mai mult amestecătoarele statice montate în conductele prin care se deplasează fluidul supus amestecării, în timp ce de cel de-al doilea tip se apropie amestecătoarele tip vas cu dispozitiv mecanic de agitare.

4.2.3.2.1. Amestecătorul continuu cu deplasare ideală (RCDI)

Geometria acestui recipient este cilindrică, cu $L >> D$. Datorită acestui fapt este denumit şi recipient tubular (tip coloană). Curgerea în acest amestecător este considerată cu deplasare ideală: toate elementele de volum ale fluidului au aceeaşi viteză. Acest tip de curgere se mai numeşte şi curgere tip piston sau curgere cu front plan de viteze (fig. 4.8).

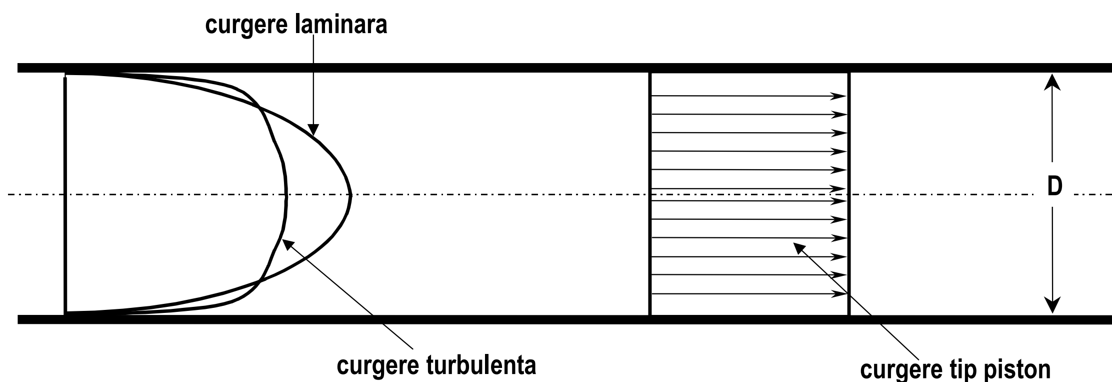


Fig. 4.8. Profiluri de curgere în amestecătoare tubulare

Între diverse puncte ale masei de reacție nu există schimb de masă nici pe direcție axială, nici pe direcție radială. Concentrația componentelor variază numai pe lungimea recipientului. Procesul de amestecare decurge în regim continuu, staționar. În diverse secțiuni ale recipientului concentrația este constantă în timp.

Pentru concretizarea ecuației de bilanț de masă (4.6) se consideră un element de volum de recipient, dV_R, de formă cilindrică, având diametrul D şi lungimea dL (fig. 4.9).

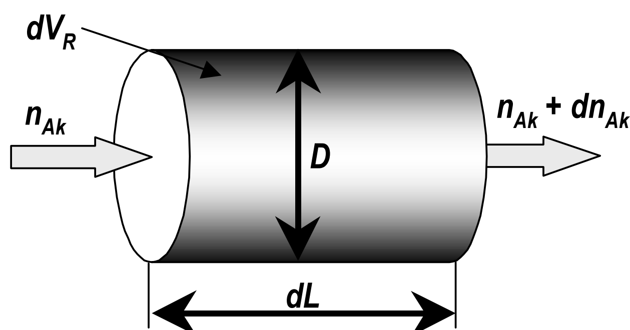


Fig. 4.9. Element de volum în RCDI

In acest element de volum intră debitul n_{Ak} şi iese debitul (n_{Ak}+ dn_{Ak}). Cantitatea consumată în proces este ($-r_{Ak}$).dV_R, iar cantitatea acumulată este nulă, procesul fiind continuu. Ca urmare, ecuaţia (4.6) se scrie:

$$n_{Ak} = n_{Ak} + dn_{Ak} + \left(-r_{Ak}\right)\cdot dV_R \qquad (4.25)$$

Ţinând cont de modelul matematic de bilanţ de masă, se poate scrie:

$$dn_{Ak} = -n^a_{Ak}\cdot d\eta_{Ak} = -C^a_{Ak}\cdot m^a_V\cdot d\eta_{Ak} \qquad (4.26)$$

în care m^a_V este debitul total al masei de reacţie la intrare în recipient. Înlocuind (4.26) în (4.25) şi separând variabilele se obţine:

$$\frac{dV_R}{m^a_V} = C^a_{Ak}\cdot\frac{d\eta_{Ak}}{\left(-r_{Ak}\right)} \qquad (4.27)$$

Integrând (4.27) pentru întreg recipientul, se obţine:

$$\int_0^{V_R}\frac{dV_R}{m^a_V} = \left(\frac{V_R}{m^a_V}\right)_{DI} = t_0 = C^a_{Ak}\cdot\int_0^{\eta_{Ak}}\frac{d\eta_{Ak}}{\left(-r_{Ak}\right)} \qquad (4.28)$$

Raportul dintre volumul recipientului şi debitul volumic la alimentare are dimensiunile unui timp şi poartă denumirea de **timp spaţial**. Acesta este numeric egal cu timpul necesar curgerii prin recipient a unui volum de masă de reacţie egal cu volumul recipientului.

Prin integrarea ecuaţiei (4.28), cunoscând ecuaţia cinetică a procesului, se poate calcula volumul recipientului, V_R, iar din acesta, dimensiunile sale de bază, *D* şi *L*.

4.2.3.2.2. Amestecătorul continuu cu amestecare perfectă (RCAP)

Acest amestecător este un recipient prevăzut cu agitare, în care se introduce continuu masa de reacţie şi se evacuează, tot în mod continuu, produsele. Datorită amestecării perfecte, concentraţia nu variază în spaţiu, fiind aceeaşi în fiecare punct din volumul masei de reacţie şi egală cu concentraţia la ieşire din recipient. Datorită funcţionării continue, în regim staţionar, concentraţia este invariabilă în timp. Acesta este cel mai idealizat tip de recipient.

Deoarece în spaţiul recipientului nu există gradienţi de proprietate, ecuaţia de bilanţ (4.6) poate fi scrisă pentru întregul recipient, toate elementele de volum fiind identice. Acumularea fiind nulă, ecuaţia de bilanţ se reduce la:

$$n^a_{Ak} = n_{Ak} + \left(-r_{Ak}\right)\cdot V_R \qquad (4.29)$$

Exprimând debitele de component A_k funcţie de gradul de transformare şi înlocuind debitul iniţial de A_k în funcţie de concentraţia iniţială, $n^a_{Ak} = C^a_{Ak}\cdot m^a_V$, ecuaţia (4.29) devine în final:

$$\left(\frac{V_R}{m^a_V}\right)_{AP} = t_0 = C^a_{Ak}\cdot\frac{\eta_{Ak}}{\left(-r_{Ak}\right)} \qquad (4.30)$$

Ecuaţia permite calculul timpului spaţial şi, de aici, a volumului recipientului (V_R). Pe baza acestui volum se pot determina dimensiunile de bază ale acestuia (*D, H*).

4.2.3.2.3. Amestecătorul real

Amestecătoarele ideale RCDI şi RCAP sunt cazuri ideale, limită ale reprezentării modului în care fluidele curg în interiorul acestora. De multe ori, în special în sisteme omogene, aceste modele aproximează suficient de precis amestecătorul real şi pot fi utilizate ca atare. În alte cazuri, rezultatele obținute prin folosirea modelelor ideale se abat mult de datele rezultate din practică.

Există multe cauze care determină abaterea circulației prin amestecător de la caracteristicile ideale. Câteva dintre aceste cauze sunt:

- caracteristici constructive (proiectare necorespunzătoare) ale amestecătorului sau ale diferitelor părți componente ale acestuia: agitator, şicane, serpentine pentru agenți termici, etc.
- specificul sistemului: proprietățile fizice (viscozitatea şi densitatea în special), felul şi numărul fazelor, proporția dintre faze, regimul de curgere (laminar sau turbulent);
- gradienții de temperatură care se stabilesc în interiorul amestecătorului, care determină variația proprietăților fizice ale fluidului (în special a celor legate de curgere).

Toți aceşti factori conduc la apariția în interiorul amestecătorului la apariția unor zone de circulație neideală. Dintre acestea, cele mai frecvente sunt:

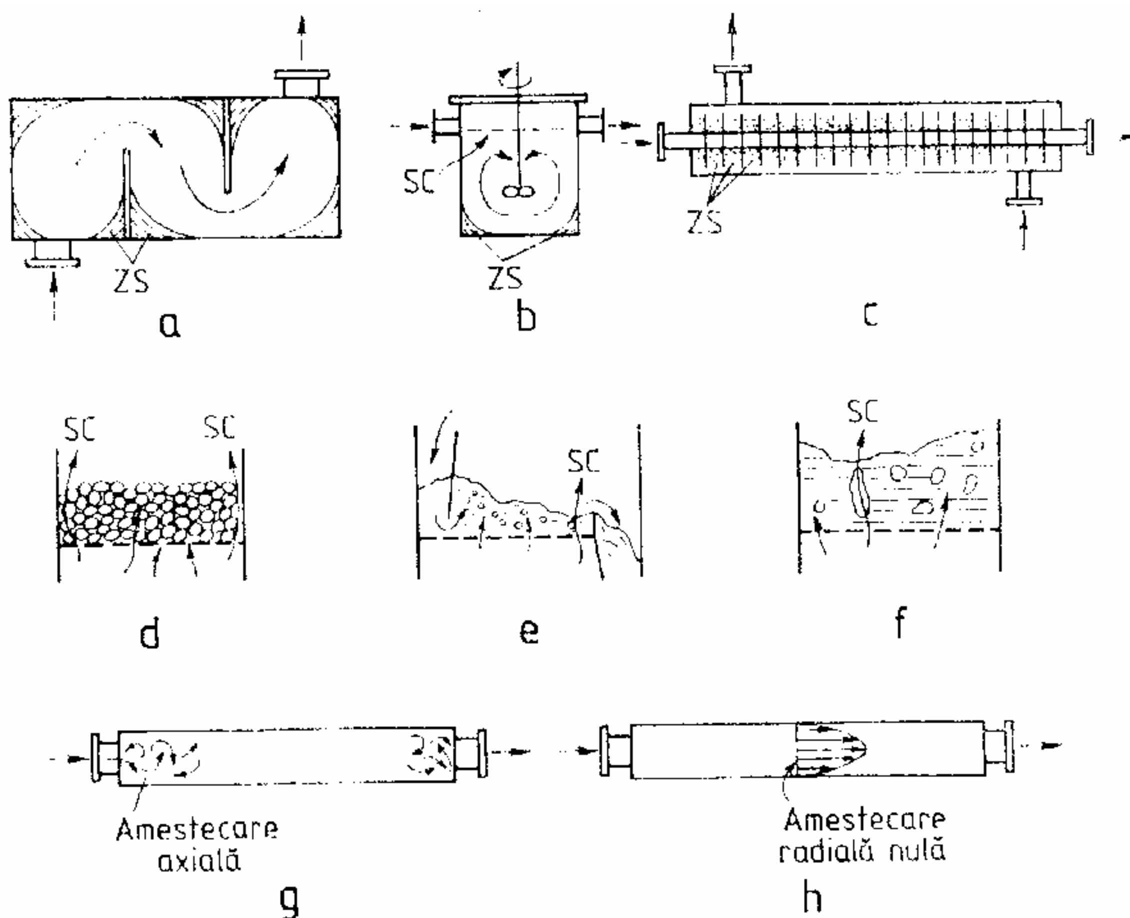


Fig. 4.10. Abateri de la circulația ideală în amestecătoare reale
ZS – zone stagnante; SC – scurtcircuite.

- **Zonele stagnante** (fig. 4.10 a, b, c). Acestea sunt porțiuni ale volumului recipientului în care fluidul poate fi considerat în repaus şi care, din punctul de vedere al performanțelor amestecătorului, sunt pierdute (de unde şi denumirea de "zone moarte"). Aceste zone apar în apropierea elementelor constructive interioare. În recipientele cu agitator mecanic, mărimea zonelor stagnante depinde de poziția agitatorului, dimensiunile agitatorului raportate la cele ale recipientului, proprietățile fizice ale mediului.
- **Scurtcircuitele** (fig. 4.10 b, d, e, f). Sunt fracțiuni din curentul total alimentat în amestecător care trec direct de la intrare la ieşire, fără a rămâne în amestecător un timp semnificativ. Uzual, în scurtcircuit transformările chimice şi biochimice pot fi neglijate. Principalele cauze generatoare de scurtcircuit sunt: poziția necorespunzătoare a racordurilor de alimentare şi evacuare (fig. 4.10 b), curgerea preferențială la perete (fig. 4.10 d), diferențe mari – datorită tipului de taler – între înălțimea lichidului la intrarea, respectiv ieşirea de pe taler (fig. 4.10 e, f).
- **Amestecarea axială importantă; amestecarea radială neglijabilă**. Datorită acestor aspecte, amestecătoarele tubulare se abat de la modelul ideal RCDI. Datorită construcției racordurilor se induce amestecarea axială (fig. 4.10 g), iar datorită curgerii laminare şi a lungimii finite a amestecătorului, difuziunea moleculară nu reuşeşte realizarea amestecării radiale complete (fig. 4.10 h).

Cauzele de neidealitate se pot suprapune, efectul final fiind greu de descris. Identificarea acestor efecte, în majoritatea cazurilor nedorite, caracterizarea lor prin mărimi măsurabile, este dificilă. De cele mai multe ori neidealitatea nu se transpune la scară, iar necunoaşterea circulației reale poate duce la erori considerabile în dimensionarea aparatelor (fie că sunt numai amestecătoare sau sunt utilaje care îndeplinesc funcțiuni mai complexe: aparate şi reactoare în strat fluidizat, de exemplu).

4.2.3.3. DISTRIBUȚIA DURATELOR DE STAȚIONARE (DDS) ÎN AMESTECĂTOARE CONTINUE

Masa de reacție, după *Danckwerts* se consideră a fi formată din **elemente de fluid** (**puncte materiale**) suficient de mici în raport cu volumul amestecătorului, dar suficient de mari pentru a conține destule molecule (10^{16} – 10^{18}), astfel încât să poată fi definite proprietăți continue ca densitate, viscozitate, concentrație. Aceste elemente de fluid pot, sau nu, să-şi păstreze individualitatea avută la intrarea în aparat. Pentru un grup de elemente de fluid intrate în aparat în acelaşi moment, circulația mediului va introduce o anumită distribuție a duratelor de staționare a elementelor de fluid.

4.2.3.3.1. Funcții de definire a DDS

Unui element de fluid i se pot defini:

- **vârsta**, adică timpul trecut de la intrarea elementului de fluid în aparat, parametru notat cu t_I;
- **speranța de viață**, adică timpul rămas elementului de fluid de petrecut în aparat, parametru notat cu t_S.

Durata de staționare reprezintă suma dintre vârsta şi speranța de viață a elementului de fluid:

$$t = t_I + t_S \tag{4.31}$$

această mărime putând fi măsurată la ieşirea elementelor de fluid din amestecător.

Elementele de fluid alcătuiesc o populație ai cărei indivizi au propriile lor durate de staționare. Caracterizarea unei astfel de populații se face prin intermediul unor mărimi statistice. DDS, sau distribuția vârstelor la ieşirea din amestecător, este caracterizată de următoarele funcții:

- **Funcția de densitate a distribuției**, *E(t)*. Această funcție este astfel definită încât *E(t)dt* reprezintă fracțiunea din elementele de fluid din efluent care au durate de staționare cuprinse între *t* şi *t +dt*. Însumând toate fracțiunile pentru durate de staționare între 0 şi ∞ se obține unitatea:

$$\int_0^{\infty} E(t)dt = 1 \qquad (4.32)$$

Forma acestei funcții este redată în fig. 4.11 a. Funcția are dimensiunea (TIMP)$^{-1}$. Fracțiunea din efluent care are vârsta mai mică decât t_1 (porțiunea haşurată din fig. 4.11 a) este:

$$\int_0^{t_1} E(t)dt \qquad (4.33)$$

iar fracțiunea de fluid care a stat în aparat un timp mai mare decât t_1 este dată de expresia:

$$\int_{t_1}^{\infty} E(t)dt = 1 - \int_0^{t_1} E(t)dt \qquad (4.34)$$

Pentru aparate închise (aparate în care fluidul intră sau iese doar prin curgere cu deplasare ideală), timpul mediu de staționare se obține prin ponderarea tuturor duratelor de staționare:

$$\bar{t} = \int_0^{\infty} t \cdot E(t)dt = 1 \qquad (4.35)$$

Dacă fluidul are densitate constantă, $\bar{t}$ este egal cu raportul dintre volumul aparatului (V) şi debitul volumic de fluid care trece prin aparat (m_V) [vezi ec. (4.24)].

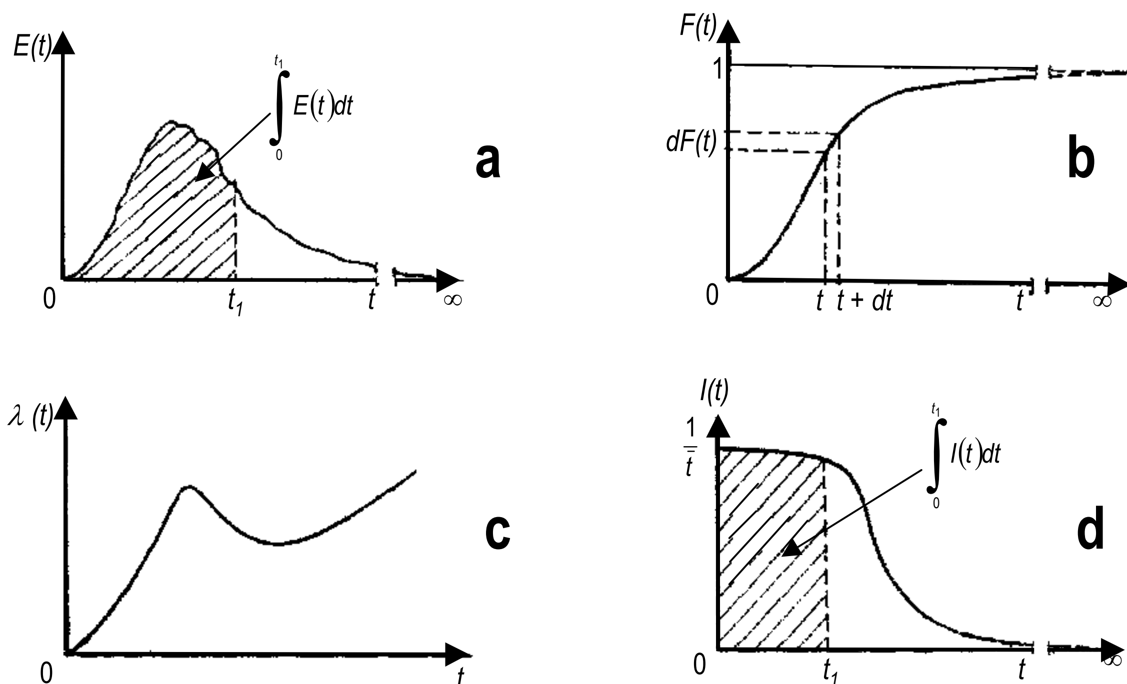


Fig. 4.11. Forma funcțiilor de definire a DDS:
a – funcția de densitate a distribuției, E(t); b – funcția de repartiție a duratelor de staționare F(t); c – funcția de intensitate a distribuției, λ(t); d – funcția de distribuție a vârstelor în interiorul aparatului, I(t).

- **Funcția de repartiție a duratelor de staționare**, *F(t)*, reprezintă fracțiunea din elementele de fluid care au stat în aparat o durată mai mică decât *t*. Deoarece nici o fracțiune de volum nu a trecut prin aparat la momentul *t* = 0, iar fluidul nu poate rămâne în aparat un timp mai mare decât ∞, înseamnă că:

$$F(0)=0; \qquad \lim_{t\to\infty} F(t)=1 \tag{4.36}$$

Forma posibilă a acestei funcții este redată în fig. 4.11 b. Se poate observa că *dF* reprezintă fracțiunea din elementele de fluid care au o durată de staționare cuprinsă între *t* şi *t +dt*. Ca urmare, între funcțiile *E(t)* şi *F(t)* există relațiile:

$$F(t)=\int_0^t E(t)dt \quad \text{si} \quad E(t)=\frac{dF(t)}{dt} \tag{4.37}$$

- **Funcția de intensitate**, *λ(t)*, este definită astfel încât *λ(t)dt* reprezintă probabilitatea ca un element de fluid, care a stat în aparat un timp *t*, să părăsească aparatul în intervalul *t* … *t* + *dt*. Între cele trei funcții există relațiile:

$$E(t)dt=\left[1-F(t)\right]\cdot\lambda(t)dt \quad \text{echivalent cu:} \quad \lambda(t)=\frac{E(t)}{1-F(t)} \tag{4.38}$$

Funcția *λ(t)* este o măsură a defectelor de curgere, luând pentru acestea valori extreme. O curgere turbulentă are funcția *λ(t)* crescătoare în raport cu timpul. Scurcircuitele arată o creştere rapidă a funcției pentru valori mici ale timpului, în timp ce zonele stagnante prezintă maxime la valori mari ale timpului. Forma posibilă a funcției este redată în fig. 4.11 c.

- **Funcția de distribuție a vârstelor în interiorul aparatului**, *I(t)* este definită astfel încât ea reprezintă fracțiunea din elementele de fluid în interiorul aparatului cu vârste cuprinse între *t* şi *t* + *dt*. Această funcție are proprietăți similare cu funcția *E(t)* de care este legată prin relația:

$$I(t)=\frac{1}{\bar{t}}\cdot\left[1-F(t)\right]=\frac{1}{\bar{t}}\cdot\left[1-\int_0^t E(t)dt\right] \tag{4.39}$$

întrucât un element de fluid intrat în aparat la un anumit timp, fie rămâne în aparat, fie îl părăseşte. În cazul RCAP, *E(t)* = *I(t)*. În fig. 4.11 d este redată reprezentarea grafică a funcției *I(t)*; porțiunea haşurată reprezintă fracțiunea din elementele de fluid cu vârste mai mici decât t_1. Ca şi *E(t)*, funcția *I(t)* are dimensiunea $(\text{TIMP})^{-1}$.

Pentru exprimarea funcțiilor de distribuție se poate utiliza şi timpul adimensional, *θ*, definit ca raport între timpul curent şi timpul mediu de staționare:

$$\theta=\frac{t}{\bar{t}} \tag{4.40}$$

Cu această variabilă, funcția *E* devine *E(θ)*:

$$\int_0^\infty E(\theta)d\theta=1; \qquad E(\theta)=\bar{t}\cdot E(t) \tag{4.41}$$

În multe cazuri, cunoaşterea funcțiilor de distribuție nu este necesară, fiind suficientă cunoaşterea unor valori tipice care le caracterizează. Parametrii uzual folosiți sunt **momentele distribuției**, definite în forma generală:

$$\mu_r=\frac{\int_0^\infty x^r\cdot f(x)dx}{\int_0^\infty f(x)dx} \tag{4.42}$$

pentru momentul de ordin *r* în raport cu originea şi

$$\mu_r = \frac{\int_0^\infty (x-\bar{x})^r \cdot f(x)dx}{\int_0^\infty f(x)dx} \qquad (4.43)$$

pentru momentul de ordin *r* în raport cu media $\bar{x}$ (momentul centrat).

Pentru distribuția exprimată prin funcția *E(t)* se utilizează, de regulă:

- momentul de ordin I în raport cu originea, numit şi **media distribuției** sau **timpul mediu de staționare**:

$$\mu_1 = \bar{t} = \int_0^\infty t \cdot E(t)dt \qquad (4.44)$$

- momentul de ordin II în raport cu media, cunoscut şi drept **dispersia distribuției** sau **abaterea medie standard pătratică a distribuției**:

$$\mu_2 = \sigma_t^2 = \int_0^\infty (t-\bar{t})^2 \cdot E(t)dt = \int_0^\infty t^2 \cdot E(t)dt - \bar{t}^2 \qquad (4.45)$$

în care indicele *t* indică variabila independentă. Valoarea dispersiei oferă informații asupra lărgimii distribuției. O valoare mare indică o dispersie largă, în timp ce o valoare mică indică o distribuție îngustă.

Momentele pot fi exprimate şi în funcție de timpul adimensional θ. Cu acest parametru, dispersia distribuției devine:

$$\sigma_t^2 = \int_0^\infty \bar{t}^2 \cdot \left(\frac{t}{\bar{t}}\right)^2 \cdot E(t)dt - \bar{t}^2 = \bar{t}^2 \cdot \left[\int_0^\infty \theta^2 \cdot E(\theta)d\theta - 1\right] \qquad (4.46)$$

Notând

$$\sigma_\theta^2 = \int_0^\infty \theta^2 \cdot E(\theta)d\theta - 1 \qquad (4.47)$$

rezultă:

$$\sigma_t^2 = \bar{t}^2 \cdot \sigma_\theta^2 \qquad (4.48)$$

Dacă valorile funcției de distribuție sunt cunoscute doar ca valori discrete *E(t$_i$)* la timpii t_i, valoarea aproximativă a mediei şi dispersia distribuției se obțin din relațiile:

$$\bar{t} \cong \frac{\sum t_i \cdot E(t_i) \cdot \Delta t_i}{\sum E(t_i) \cdot \Delta t_i}$$
$$\sigma_t^2 \cong \frac{\sum (t_i - \bar{t})^2 \cdot E(t_i) \cdot \Delta t_i}{\sum E(\bar{t}_i) \cdot \Delta t_i} \qquad (4.49)$$

4.2.3.3.2. Tehnici experimentale de determinare a DDS

Informațiile privind DDS se obțin prin experimentare directă, folosind tehnica stimul – răspuns. Această tehnică constă în aplicarea unui semnal în fluxul de fluid care intră în amestecător şi măsurarea răspunsului la semnal, ca funcție de timp, în fluxul de fluid care iese din amestecător. Experimentele se conduc în lipsa reacțiilor chimice, în regim staționar.

Semnalul la intrare se aplică prin intermediul unui **trasor** (soluție a unei sări bună conducătoare de electricitate, un acid, un colorant, o substanță fluorescentă sau radioactivă, etc.). Trasorul nu trebuie să deranjeze curgerea, nu trebuie să reacționeze sau să fie adsorbit în sistem, trebuie să aibă un coeficient mic de difuziune moleculară, trebuie să poată fi analizat (de preferință prin metode fizice) si trebuie să poată fi introdus în modul cerut de tipul experimentului.

Semnalul la intrare se poate aplica în mai multe moduri: treaptă, impuls, sinusoidal, altă formă periodică sau oarecare (cunoscută). Uzual se folosesc semnalele treaptă şi impuls.

Semnalul treaptă (fig. 4.12) se aplică prin comutarea unui robinet cu trei căi de pe traseul fluidului de proces pe traseul trasorului. Comutarea se face la momentul t = 0 şi se păstrează ca atare pe toată durata determinării. Debitul de trasor adăugat determină realizarea unei concentrații C_0 a acestuia în fluxul de intrare (influent). Această concentrație rămâne constantă. Concentrația la ieşire este variabilă, diferitele elemente de fluid în care sunt înglobate moleculele trasorului având durate de staționare diferite.

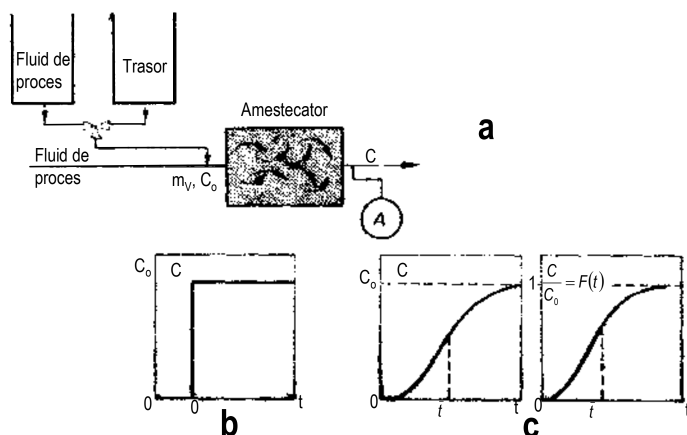


Fig. 4.12. Experiment cu semnal treaptă:
a – instalație experimentală; b – concentrația trasorului în influent;
c – concentrația trasorului în efluent.

Dacă la momentul t concentrația trasorului în fluxul de ieşire (efluent) este C, acest fapt se datorează cantității de trasor conținute în elementele de fluid care au stat în aparat un timp egal sau mai mic decât t. Cum introducerea trasorului s-a început la t = 0, fracția de fluid care conține trasorul este chiar $F(t)$. Bilanțul de masă al trasorului (reamintim că regimul este staționar şi deci acumularea este nulă) se poate scrie:

$$m_V \cdot F(t) \cdot C_0 = m_V \cdot C \quad (4.50)$$

de unde rezultă că:

$$F(t) = \frac{C}{C_0} \quad (4.51)$$

Raportând concentrația trasorului în efluent la concentrația trasorului în influent se obține tocmai funcția de repartiție a duratelor de staționare, $F(t)$.

Experimentele cu semnal treaptă au avantajul că toate informațiile referitoare la circulația din aparat sunt conținute în răspunsul la un singur semnal. Ca dezavantaje se pot menționa necesitatea utilizării unei cantități relativ mari de trasor şi concentrarea întregii informații într-o cantitate relativ mică de date.

Semnalul impuls este exprimat matematic prin funcția *Dirac* (δ). Trasorul se introduce în influent într-un interval foarte mic de timp, prin acționarea valvei electronice (fig. 4.13), sau prin intermediul unei seringi. Cantitatea de trasor introdusă este m; în termeni de concentrație, dacă s-ar repartiza tot trasorul în cantitatea de fluid din amestecător s-ar obține o valoare C_0.

În intervalul de timp cuprins între t şi $t + dt$, cantitatea de trasor care părăseşte amestecătorul este $mE(t)dt$. Această cantitate, distribuită pe întreg debitul la ieşire, determină valoarea C a concentrației trasorului în efluent. Aceasta se poate scrie şi ca $m_V.C.dt$. Se poate scrie deci:

$$m \cdot E(t)dt = m_V \cdot C \cdot dt \qquad (4.52)$$

de unde rezultă:

$$E(t) = \frac{C}{\frac{m}{m_V}} \qquad (4.53)$$

Prin urmare, raportând concentrația trasorului la ieşire la raportul dintre cantitatea de trasor introdusă şi debitul volumic al fluidului, se obține funcția de densitate a distribuției, *E(t)*. Funcția calculată cu relația (4.53) este cunoscută în literatură şi drept funcția *C(t)*.

Se pune problema determinării exacte a lui *m*, având în vedere intervalul foarte scurt de introducere a trasorului. Dacă se ține cont de faptul că după un timp infinit toate moleculele de trasor vor părăsi aparatul, adică:

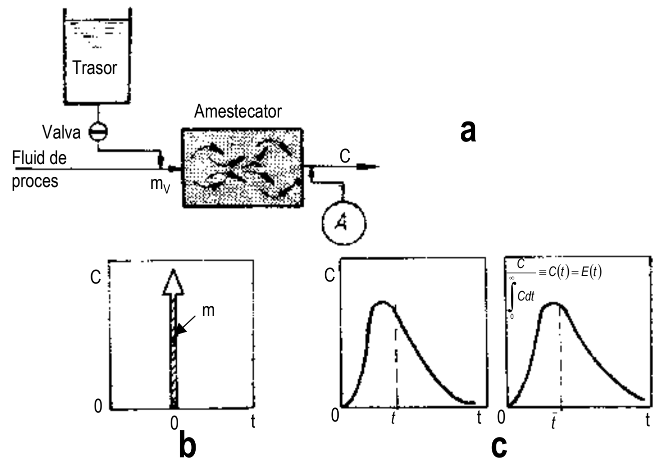


Fig. 4.12. Experiment cu semnal treaptă:
a – instalație experimentală; b – concentrația trasorului în influent; c – concentrația trasorului în efluent.

$$m = \int_0^\infty m_V \cdot C \cdot dt = m_V \cdot \int_0^\infty C \cdot dt \qquad (4.54)$$

Înlocuind (4.54) în (4.53) se obține relația uzuală de calcul a funcției *E(t)*:

$$E(t) = \frac{C}{\int_0^\infty C \cdot dt} \qquad (4.55)$$

Integrala de la numitor se rezolvă pe cale grafică, planimetrând suprafața de sub curba *C – t*, sau, dacă se cunosc valori discrete C_i, la diferite intervale de timp, t_i, prin însumare:

$$E(t_i) \cong \frac{C_i}{\sum C_i \cdot \Delta t_i} \qquad (4.56)$$

Experimentele cu semnal impuls sunt folosite frecvent datorită simplității instalației experimentale şi a cantității mici de trasor utilizate. Dintre dezavantaje se pot menționa: posibilitatea perturbării procesului de către impuls, dificultatea analizării trasorului în efluent datorită concentrației reduse a acestuia. În plus, nu se poate aştepta un timp infinit, astfel încât cantitatea *m* de trasor determinată din ecuația (4.54) se obține cu o anumită eroare de calcul.

4.2.3.3.3. Identificarea caracteristicii circulației după forma curbelor de distribuție

În multe cazuri, forma curbei *E(t)* sugerează anumite indicații asupra modului în care are loc circulația în amestecătoarele reale.

Dacă amestecătorul real se comportă în mod similar cu un amestecător tubular (RCDI), curba de răspuns *E(t)* la un semnal impuls ar trebui să fie simetrică, în jurul timpului mediu de staționare, şi să nu aibă o dispersie prea mare (fig. 4.14 a). Dacă amestecătorul real se comportă ca un recipient cu amestecare (RCAP),

atunci curba de răspuns *E(t)* are forma redată în fig. 4.14 f. Față de aceste situații ideale pot apărea abateri, din diferite motive. Forma curbelor *E(t)* permite aprecierea calitativă, uneori şi cantitativă, a acestor abateri de la curgerea ideală (tip piston, respectiv curgere cu amestecare perfectă).

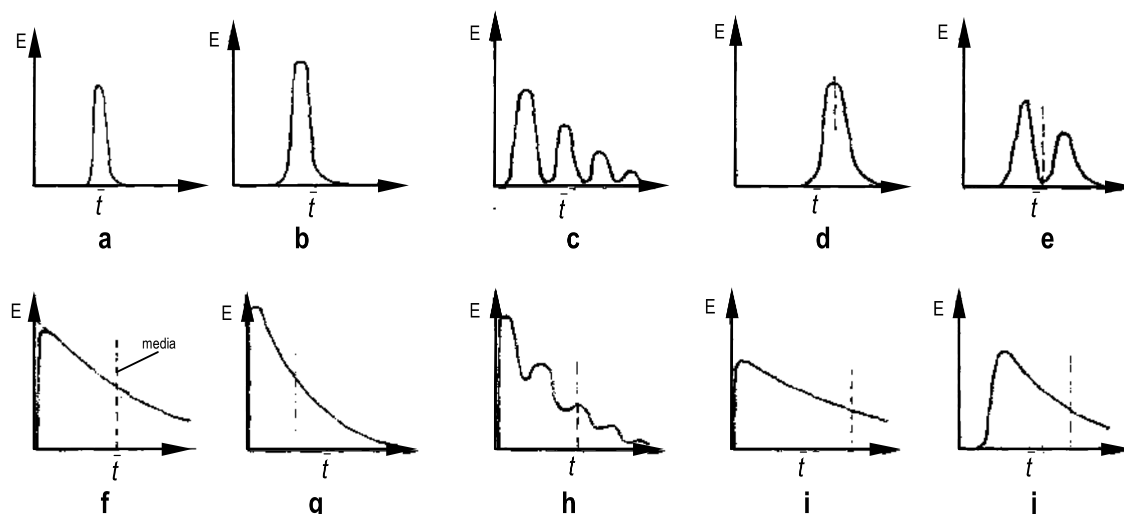


Fig. 4.14. Curbe de răspuns E(t) evidențiind caracterul curgerii:
a … e – recipiente cu deplasare ideală; f … j – recipiente cu amestecare perfectă:
a, f – curgere ideală; b, g –scurtcircuit sau zone stagnante; c, h – recirculare internă;
d, i – experimentare incorectă; e, j – trasor transportat pe trasee distincte;

Apariția mai timpurie a trasorului (fig. 4.14 b,g) indică prezența în aparat a scurtcircuitelor sau a unor zone stagnante. În cazul recirculării interne, trasorul este adus de mai multe ori în dreptul punctului de măsură, funcția de distribuție având forma din fig. 4.14 c, h. Situația din fig. 4.14 d, i, de apariție tardivă a trasorului, se poate datora următoarelor cauze: durata medie de staționare calculată greşit (greşeli în citirea debitului sau în aprecierea volumului disponibil curgerii), trasorul nu este inert, fiind absorbit de suprafața de curgere. Uneori, trasorul poate fi transportat pe două trasee diferite în interiorul aparatului, fapt care duce la apariția unor curbe de distribuție de forma celor din fig. 4.14 e. Curba din fig. 4.14 j indică o întârziere în reacția aparatului de măsură.

În unele cazuri, diagnosticarea circulației se poate realiza şi pe baza funcției de intensitate a distribuției, $\lambda(t)$. Cu cât un element de fluid a staționat mai mult în amestecător, cu atât mai mare este probabilitatea ca acesta să părăsească amestecătorul. Majoritatea elementelor de fluid vor părăsi amestecătorul după un timp aproximativ egal cu timpul mediu de staționare, iar o mică parte îl vor părăsi înainte sau după acest timp. Prin urmare, $\lambda(\theta)$ va fi monoton crescătoare cu θ. În cazul curgerii cu amestecare perfectă, toate elementele de fluid au aceeaşi probabilitate de a părăsi amestecătorul şi $\lambda(\theta)$ va fi constantă (fig. 4.15 a, b). În cazul existenței zonelor stagnante, elementele de fluid din aceste zone au o probabilitate mai mică de a ieşi, până când nu se atinge o anumită valoare a timpului. Funcția $\lambda(\theta)$ va fi crescătoare pentru fracțiunea principală de fluid care părăseşte amestecătorul în jurul timpului mediu de staționare, după care va urma o porțiune descrescătoare. Dacă se aşteaptă mai mult, fluidul din zonele stagnante va părăsi şi el amestecătorul, $\lambda(\theta)$ prezentând o nouă porțiune crescătoare (fig. 4.15 c). În cazul existenței unui scurtcircuit, fracțiunea de fluid din acesta va părăsi mai repede amestecătorul şi deci funcția $\lambda(\theta)$ va prezenta o porțiune descrescătoare la durate mici; după aceasta,

probabilitatea ca elementele de fluid să părăsească amestecătorul mai devreme decât durata medie de staționare este mică, pentru ca apoi să crească in jurul acestui timp (fig. 4.15 d).

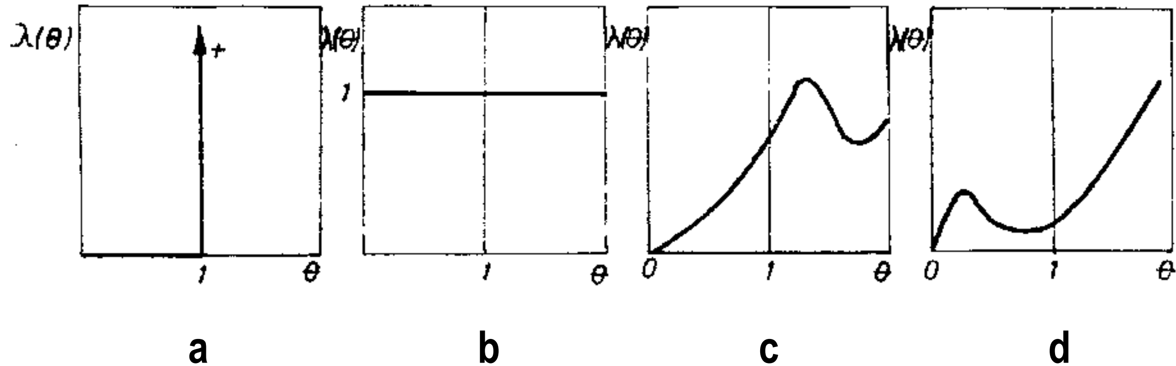


Fig. 4.15. Curbe de răspuns $\lambda(\theta)$:
a – recipient cu deplasare ideală; b – recipient cu amestecare perfectă; c – zone stagnante; d – scurtcircuite.

Prezența zonelor stagnante poate fi pusă în evidență şi prin intermediul formei funcției $E(\theta)$, aceasta prezentând o "coadă" foarte lungă. Proporția zonei stagnante poate fi apreciată cantitativ dacă se cunoaşte durata de staționare medie reală în amestecător (t_m = V/m_V). În mod uzual, rezultatele experimentale (concentrația trasorului) pentru durate mai mari de două până la trei ori față de durata medie, nu mai sunt atât de precise pentru a putea fi luate în considerare, astfel încât valoarea C_0 se obține din integrala trunchiată la θ = 2 sau θ = 3 (fig. 4.16). Rezultă astfel o durată medie aparentă, $\overline{\theta}_a$:

$$\overline{\theta}_a = \int_0^{\theta} \theta \cdot E(\theta) d\theta \qquad (4.57)$$

$\theta = 2$ sau 3

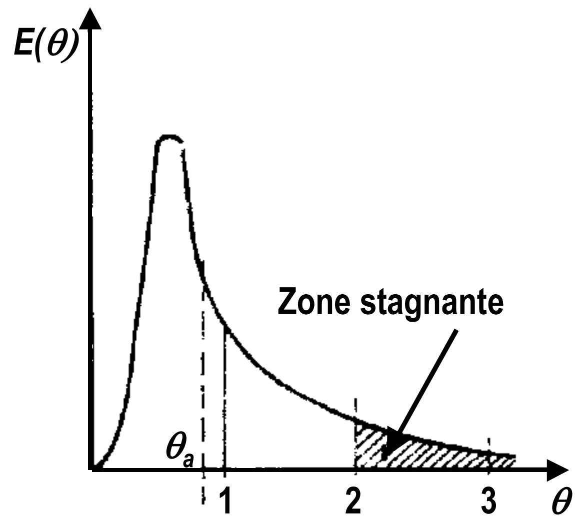


Fig. 4.16. Determinarea volumului zonelor stagnante

care diferă de durata medie reală, $\overline{\theta}_r$:

$$\overline{\theta}_r = \int_0^{\infty} \theta \cdot E(\theta) d\theta = \int_0^{\theta} \theta \cdot E(\theta) d\theta + \int_{\theta}^{\infty} \theta \cdot E(\theta) d\theta = \overline{\theta}_a + \int_{\theta}^{\infty} \theta \cdot E(\theta) d\theta \qquad (4.58)$$

Datorită prezenței "cozii" lungi, ultima integrală poate avea o valoare apreciabilă. Durata medie aparentă permite calculul volumului zonelor stagnante. Astfel:

$$t_a = \frac{V_{activ}}{m_{V\ activ}} = \frac{V - V_{stagnant}}{m_{V\ activ}} = \bar{t} \cdot \theta_a \qquad (4.59)$$

dar:

$$\frac{V_{stagnant}}{V} = 1 - \frac{V_{activ}}{m_{V\ activ}} \cdot \frac{m_{V\ activ}}{V} = 1 - \frac{t_a}{\bar{t}} \cong 1 - \theta_a \tag{4.60}$$

deoarece, conform definiției zonei stagnante, debitul care trece prin aceste zone este neglijabil, $m_{V\,activ} = m_V$.

În practică, dacă analiza curbelor de distribuție evidențiază scurtcircuite şi zone stagnante importante, elaborarea unui model detaliat nu duce neapărat la rezultate corespunzătoare, descrierea matematică a circulației fluidului fiind totuşi aproximativă. Se recomandă modificarea constructivă a amestecătorului, pentru a-l apropia de un amestecător ideal, permițându-se astfel descrierea sa pe baza unui model matematic mai simplu.

4.2.4. SPECTRE DE CURGERE

Atunci când amestecarea decurge în recipiente în care viteza fluidului este diferită în diverse zone ale vasului, prezintă interes stabilirea profilului vitezelor. Traseul curentului provocat de către dispozitivul de amestecare (agitator) în recipient (amestecător) reprezintă **spectrul de curgere**, spectru care conține liniile de curent ale traseelor caracteristice. În funcție de direcțiile principale ale liniilor de curent din recipient, există trei tipuri principale de spectre de curgere: curgere tangențială, curgere radială, curgere axială.

În amestecătoarele reale se întâlnesc, de obicei, combinații ale acestor trei tipuri principale de curgere. Spectrele de curgere din amestecătoare sunt influențate în primul rând de configurația sistemului recipient – agitator, dar şi de proprietățile lichidului (în primul rând de viscozitatea acestuia). La alegerea echipamentelor de agitare trebuie avut în vedere ca spectrul de curgere rezultat prin combinarea recipient – agitator – fluid să fie corespunzător aplicației avute în vedere.

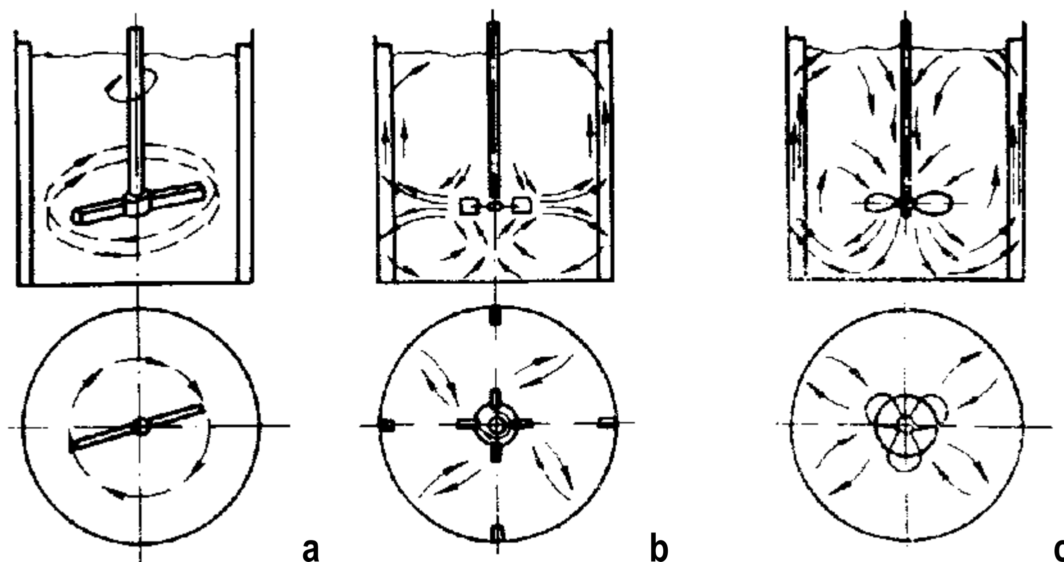


Fig. 4.17. Tipuri caracteristice de spectre de curgere:
a – curgere tangențială; b – curgere radială; c – curgere axială.

4.2.4.1. CURGEREA TANGENȚIALĂ

Lichidul curge paralel (tangent) cu traseul descris de amestecător (fig. 4.17 a). Acest tip de curgere este caracteristic agitatoarelor cu brațe. Curgerea este indusă de mişcarea brațelor, atunci când acestea se rotesc cu

o viteză insuficientă pentru inducerea unor forțe centrifuge sensibile. Amestecarea este redusă şi se realizează doar prin turbionarea din apropierea periferiei agitatorului. Efectul de amestecare este minim atunci când viteza de rotație a lichidului egalează viteza de rotație a agitatorului. În acest caz, gradientul de viteză este neglijabil, neputându-se realiza distribuția neuniformă a vitezelor, deci nici turbulența.

4.2.4.2. CURGEREA RADIALĂ

Acest tip de curgere (fig. 4.17 b) este caracteristic amestecătoarelor cu rotor simplu sau de tip turbină. Sub acțiunea forței centrifuge, lichidul este expulzat radial din rotor (perpendicular pe axa de rotație) către perete, unde urcă spre partea superioară a vasului, coboară în partea inferioară, fiind din nou aspirat de către rotor. Curgerea radială începe la turații suficient de mari ale agitatorului, atunci când forța centrifugă la periferia rotorului depăşeşte rezistența pe care o opune lichidul din afara spațiului rotorului. Rezistența opusă de lichid creşte cu creşterea viscozității acestuia. Turbinele cu palete plate produc un puternic curent radial, producând zone de circulație la partea superioară, respectiv inferioară a recipientului de amestecare. Spectrul de curgere poate fi modificat prin modificarea geometriei rotorului. Astfel, prin înlocuirea paletelor drepte cu palete înclinate, se produce o curgere axială puternică, utilă, de exemplu, în cazul menținerii particulelor solide în suspensie într-o fază lichidă.

4.2.4.3. CURGEREA AXIALĂ

Curgerea axială (fig. 4.17 c) este caracteristică agitatoarelor cu elice: lichidul este aspirat axial şi apoi refulat tot axial de către rotor. Curgerea lichidului este paralelă cu axa de rotație a agitatorului. În funcție de sensul de rotație al agitatorului, lichidul este deplasat în sens ascendent, sau în sens descendent.

4.2.4.4. SPECTRE DE CURGERE ÎN FLUIDE CU VISCOZITATE RIDICATĂ

Pentru amestecarea fluidelor cu viscozitate ridicată, se utilizează în special agitatoare cu cadru, agitatoare tip ancoră, diferite construcții de agitatoare elicoidale. Atât agitatoarele cu cadru, cât şi cele de tip ancoră induc mişcarea lichidului în apropierea peretelui recipientului, dar lasă relativ stagnantă zona din jurul axei agitatorului, după cum se poate observa şi din spectrul redat în fig. 4.18. În plus, în aceste amestecătoare circulația descendentă către fundul recipientului este modestă, apărând astfel gradienți de concentrație pe înălțimea amestecătorului. Situația se poate remedia adăugând pe ax o bandă elicoidală sau o suprafață elicoidală. La agitatoarele cu cadru sau ancoră, spectrul de curgere se modifică pe măsura creşterii vitezei de rotație a axului agitatorului. Forfecarea creşte, iar mişcarea de rotație indusă în lichidul viscos conduce la apariția unei curgeri secundare pe direcție verticală. Lichidul de la fundul recipientului rămâne stagnant, în timp ce lichidul aflat

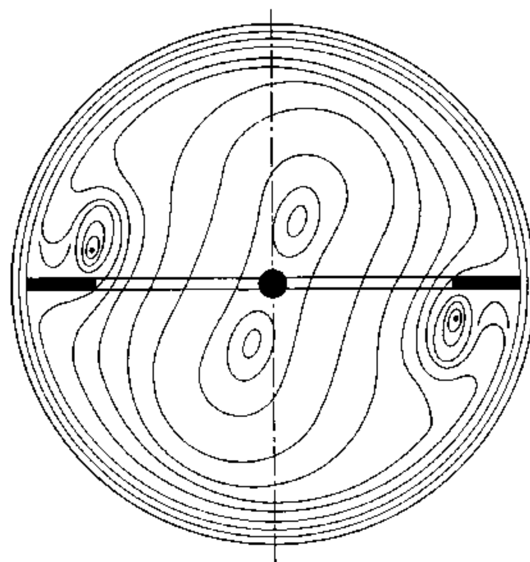


Fig. 4.18. Linii de curent într-un agitator cu cadru

la nivele mai ridicate este supus acțiunii forțelor centrifuge. Apar astfel forțe de presiune necompensate în interiorul lichidului, forțe care conduc la formarea unui vârtej toroidal. Aceste vârtejuri toroidale pot fi monocelulare sau bicelulare, în funcție de viscozitatea şi tipul lichidului (fig. 4.19).

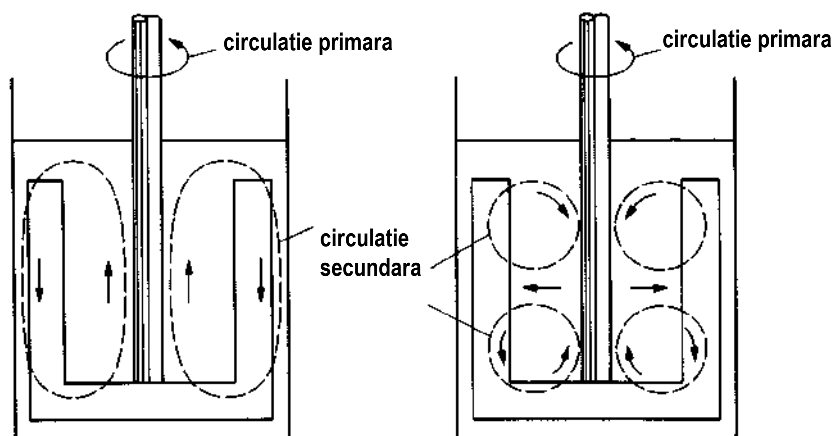


Fig. 4.19. Curgerea secundară în agitatoare cu cadru şi tip ancoră:
a – vârtej toroidal monocelular; b – vârtej toroidal bicelular.

4.2.4.5. SPECTRE DE CURGERE ÎN FLUIDE NENEWTONIENE

Majoritatea fluidelor nenewtoniene implicate în bioprocese (obținerea fermentativă a antibioticelor, de exemplu), precum şi în unele procese din industria alimentară (maioneze, suspensii de amidon, etc.) au comportare pseudoplastică. Este cunoscut faptul că viscozitatea acestor fluide este funcție de viteza de forfecare. *Metzner* şi *Otto* propun o dependență liniară între viteza medie de forfecare şi turația agitatorului:

$$\dot{\gamma} = k \cdot n \tag{4.61}$$

unde $\dot{\gamma}$ este viteza medie de forfecare, n este turația agitatorului, iar k este o constantă dependentă de tipul agitatorului utilizat (tab. 4.5). Viteza de forfecare în recipiente prevăzute cu agitare este neuniformă, fiind puternic influențată de distanța față de agitator. În fig. 4.20 este prezentată scăderea rapidă a vitezei de forfecare în fluide pseudoplastice agitate cu o turbină cu palete drepte, cu creşterea distanței, pe direcție radială, de la periferia agitatorului. Viteza maximă de forfecare, în apropierea agitatorului, este mult mai mare decât viteza medie de forfecare calculată cu ecuația (4.61).

Tab. 4.5. Valoarea constantei k din ecuația (4.61) pentru diverse tipuri de agitatoare

Tipul agitatorului	*k*
Turbină Rushton	10 – 13
Cu brațe drepte	10 – 13
Cu brațe curbate	7,1
Cu elice	10
Cu ancoră	20 – 25
Cu panglică elicoidală	30

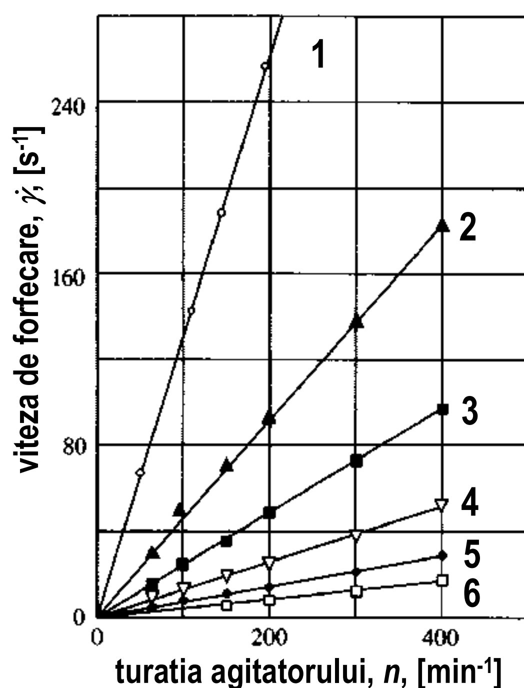


Fig. 4.20. Viteza de forfecare în fluide pseudoplastice în funcție de distanța radială față de agitator: 1 – la periferia agitatorului; 2 – la 0,10 in; 3 – la 0,20 in; 4 – la 0,34 in; 5 – la 0,50 in; 6 – la 1,00 in față de periferia agitatorului. Diametrul agitatorului = 4 in

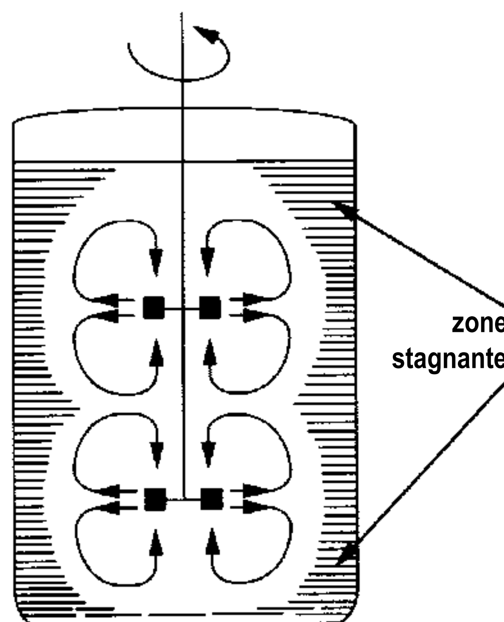


Fig. 4.21. Spectrul de curgere al unui fluid pseudoplastic într-un fermentator cu agitare mecanică

În cazul fluidelor pseudoplastice, viscozitatea aparentă scade cu creşterea vitezei de forfecare. Din acest motiv, în recipientele agitate, aceste fluide au viscozități aparente relativ scăzute în zona de forfecare intensă din vecinătatea agitatorului şi viscozități aparente relativ ridicate în zonele depărtate de agitator. Rezultă un spectru de curgere similar celui redat în fig. 4.21: o zonă redusă de circulație în fluidul din imediata vecinătate a agitatorului şi o zonă stagnantă sau aproape stagnantă de volum considerabil.

Efectul fluidificării locale poate fi contracarat modificând fie geometria sistemului, fie geometria agitatorului. Se recomandă utilizarea de recipiente cu diametre mari, iar în cazul utilizării agitatoarelor turbină reducerea raportului dintre diametrul recipientului şi diametrul turbinei de la 3 (cât este normal pentru fluidele cu viscozitate redusă) la 1,6 – 2. În locul agitatoarelor turbină se pot utiliza alte tipuri de agitatoare care "mătură" întreg volumul recipientului: agitatoare elicoidale, agitatoare ancoră, cu brațe sau cu cadru, montate cu un spațiu liber foarte redus între agitator şi peretele vasului. Amestecarea în aceste dispozitive se realizează la viteze reduse, fără apariția curenților cu viteze ridicate. Agitatoarele elicoidale reduc degradarea prin forfecare a suspensiilor de culturi celulare, îmbunătățind totodată amestecarea în mediu viscos.

În cazul fermentatoarelor, deşi agitatoarele lente, cu diametru mare, asigură o amestecare superioară în volum, pentru spargerea bulelor de gaz şi îmbunătățirea transferului oxigenului spre faza lichidă sunt preferate agitatoare de turație ridicată, care produc o forfecare intensă. La proiectarea fermentatoarelor se ajunge de obicei la un compromis între eficiența amestecării şi eficiența transferului de masă.

4.2.4.6. VÂRTEJUL CENTRAL ŞI POSIBILITĂŢI DE CONTRACARARE

În cazul amestecătoarelor prevăzute cu agitator rotativ, cu mărirea turaţiei agitatorului creşte şi forţa centrifugă, ceea ce face ca lichidul de la periferia rotorului să învingă rezistenţa opusă de lichidul din afara spaţiului măturat de dispozitivul de agitare. Lichidul refulat provoacă ridicarea nivelului la peretele recipientului şi, corespunzător, scăderea nivelului lichidului în jurul arborelui agitatorului (fig. 4.22). Se formează astfel o depresiune (pâlnie centrală, vârtej central) care se adânceşte cu creşterea turaţiei. La depresiuni apreciabile, randamentul amestecării scade drastic. Dacă vârtejul se extinde până la amestecător, acesta începe să vibreze ca urmare a şocurilor produse prin pomparea amestecului lichid – aer având concentraţie, respectiv densitate, variabilă.

Pentru eficientizarea amestecării este necesară contracararea fenomenului de apariţie a vârtejului central, prin dirijarea curgerii. Pentru dirijarea curgerii se pot utiliza diferite mijloace: montarea unor şicane verticale (spărgătoare de valuri), montarea unor tuburi de tiraj, amplasarea excentrică sau înclinată a arborelui dispozitivului de agitare.

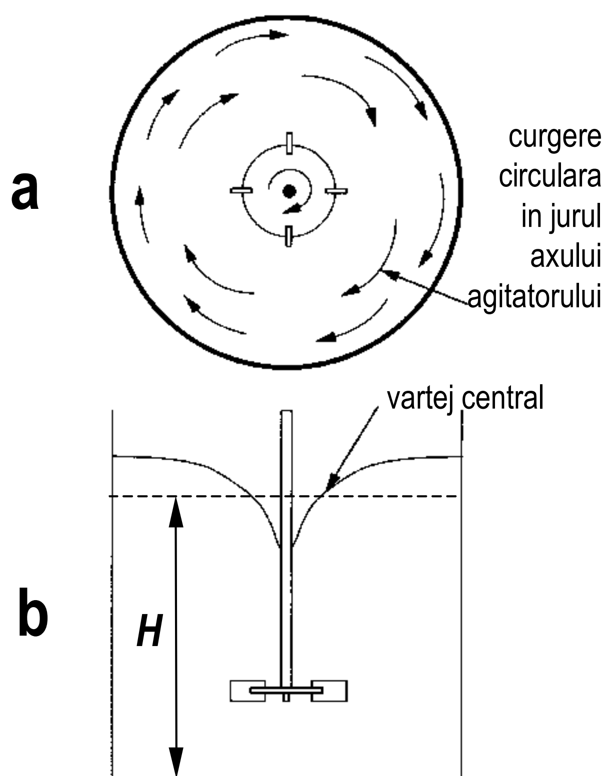


Fig. 4.22. Formarea vârtejului central:
a – curgerea circulară în jurul agitatorului;
b – efectul curgerii circulare, vârtejul central

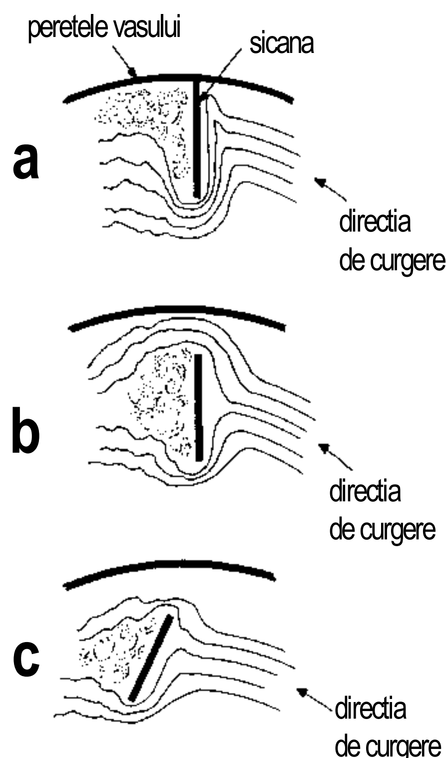


Fig. 4.23. Formarea vortexurilor în spatele şicanelor verticale amplasate:
a – radial lângă perete (viscozitate mică a lichidului);
b – radial la o oarecare distanţă faţă de perete (viscozitate medie a lichidului);
c – înclinat la o oarecare distanţă faţă de perete (viscozitate ridicată a lichidului).

4.2.4.6.1. Şicane verticale

Şicanele verticale sunt platbande montate pe o circumferință, la o anumită distanță de peretele recipientului, vertical, paralel cu axa arborelui agitatorului. Şicanele au rolul de a împiedica mişcarea de rotație a întregului conținut al recipientului. În spatele şicanelor se formează vortexuri (vârtejuri) locale (fig. 4.23), care contribuie la o distribuție neuniformă a vitezelor, îmbunătățind astfel amestecarea. Şicanele verticale de lângă perete (fig. 4.23 a) sunt avantajoase din punct de vedere constructiv, întrucât sunt mai uşor de fixat şi rezistă mai bine la solicitări. Au dezavantajul că favorizează apariția unor zone stagnante a lichidului în fața şicanei. Se recomandă în amestecătoarele pentru fluide cu viscozitate redusă, de până la 0,5 Pa.s. Şicanele se pot monta şi la o oarecare distanță față de peretele recipientului (circa 1/50 din diametrul recipientului). Pentru amestecarea lichidelor cu viscozității medii, sau când în lichid există solide în suspensie, şicanele se amplasează radial (fig. 4.23 b), iar pentru amestecarea lichidelor viscoase (până la 20 Pa.s) şicanele sunt amplasate înclinat, formând un unghi ascuțit – în direcția mişcării – cu peretele (fig. 4.23 c). La viscozități ale lichidului mai mari de 10 Pa.s şicanele trebuie amplasate la o distanță de cel puțin 40 mm față de peretele recipientului. Aceste modalități de amplasare a şicanelor previn sedimentarea şi apariția zonelor stagnante la amestecarea suspensiilor viscoase de material celular. La viscozități ale fluidului mai mari de 60 Pa.s, şicanele nu mai sunt eficiente. Prezența şicanelor duce la creşterea consumului de putere necesar amestecării.

Amplasarea şi dimensiunile şicanelor sunt importante în cazul amestecătoarelor în care curgerea este predominant axială sau radială. În fig. 4.24 sunt arătate efectele amestecătoarelor cu şicane verticale (jumătatea din dreapta a figurilor), în comparație cu efectul aceloraşi agitatoare în absența şicanelor (jumătatea din stânga a figurilor); curenții în plan vertical sunt indicați prin săgeți a căror lungime este proporțională cu viteza curenților.

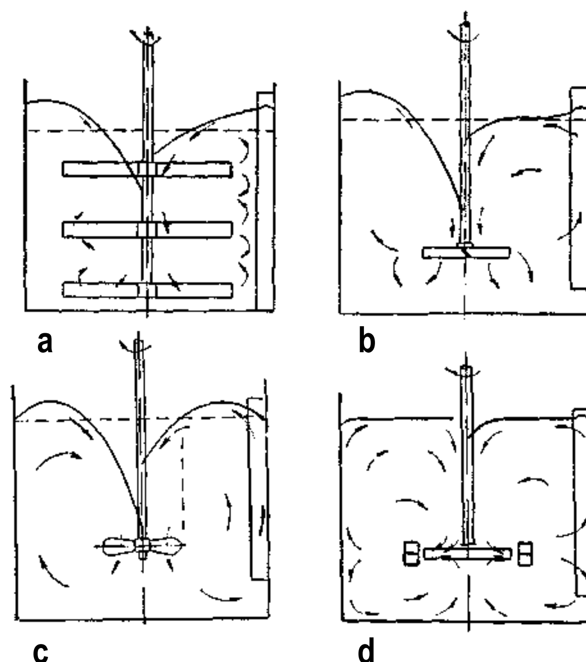


Fig.4.24. Efectul şicanelor verticale:
a – agitator cu brațe; b – agitator cu şase palete cu stea;
c – agitator cu elice; d – agitator turbină.

Tab. 4.6. Lățimea şicanelor în funcție de viscozitatea fluidului

Viscozitatea fluidului [Pa.s]	Raportul l_s/D [m/m]
10^{-3}	1/12
5	1/18
10	1/24
20	1/48

Şicanele verticale, uzual în număr de 3 sau 4, se amplasează echidistant pe circumferința recipientului. Dacă diametrul vasului este mai mare de 6 m, se recomandă utilizarea a 6 şicane.

Lățimea şicanelor (l_s) se alege în funcție de viscozitatea mediului amestecat şi de diametrul D al recipientului (tab. 4.6). Pentru fluidele nenewtoniene, viscozitatea se consideră ca fiind viscozitatea minimă (a fluidului în timpul amestecării.

Pentru amestecătoarele orizontale cu arborele agitatorului montat orizontal nu se utilizează şicane.

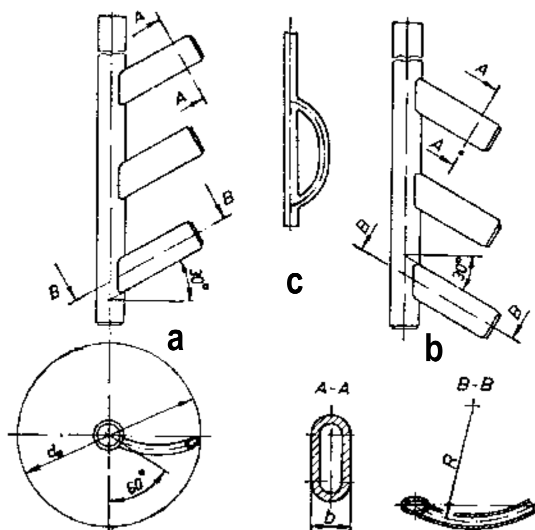


Fig. 4.25. şicane pentru amestecătoare tip impeller: a, b – şicane cu pale înclinate; c – şicane de forma literei D.

Uneori, în loc de şicane sub formă de platbande, se pot utiliza țevi cu pale (fig. 4.25). Acestea sunt utilizate în amestecătoarele de tip impeller, având 2 sau 3 pale. Dacă palele şicanei sunt înclinate în sus (fig. 4.25 a) ele favorizează curentul ascendent, fiind recomandate pentru agitarea dispersiilor solid – lichid cu $\rho_s > \rho_l$ şi pentru lichide cu densități mult diferite. Şicanele cu pale orientate în jos (fig. 4.25 b) favorizează curentul descendent, fiind recomandate când este necesară evitarea spumării, solubilizarea sau dispersarea particulelor solide având $\rho_s < \rho_l$, absorbția gazelor. Pentru recipiente emailate se utilizează şi şicane sub forma literei D (fig. 4.25 c).

Serpentinele (fig. 4.26 a) şi registrele (fig. 4.26 b) pentru transfer termic amplasate la peretele recipientului influențează, de asemenea, spectrul curgerii; în spatele lor se formează vortexuri locale care favorizează turbulența. Aceste dispozitive acționează ca şi şicanele, împiedicând formarea vârtejului central. O serpentină sau un registru având lățimea l_s = (0,2 … 0,22)D are acelaşi efect în contracararea vârtejului central ca şi o şicană platbandă având lățimea l_s = 0,1D.

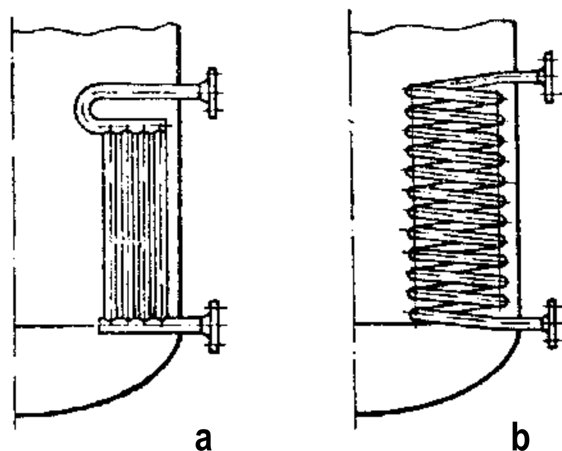


Fig. 4.26. Dispozitive de transfer termic cu rol de şicană: a – registru din țevi verticale; b – serpentină.

4.2.4.6.2. Tuburi de tiraj

Tuburile de tiraj se utilizează pentru dirijarea curentului de lichid şi trecerea întregului volum de lichid din recipient prin zona amestecătorului, zonă în care efectul de amestecare este de maximă intensitate. Este asigurată astfel circulația, turbulența şi amestecarea lichidului, fiind totodată împiedicată formarea vârtejului central. Tuburile de tiraj se utilizează în amestecătoarele cu elice, cu turbină şi cu suprafață elicoidală (melc).

Tuburile de tiraj pot fi de formă cilindrică (fig. 4.27 a), tronconică (fig. 4.27 b), sau pot fi formate dintr-o suprafață spirală de transfer termic (serpentină) montată concentric cu axul agitatorului (fig. 4.27 c). Pentru recipiente având $D >> H$ se pot utiliza două tuburi de tiraj, obținându-se astfel două zone distincte de circulație în amestecător (fig. 4.27 d).

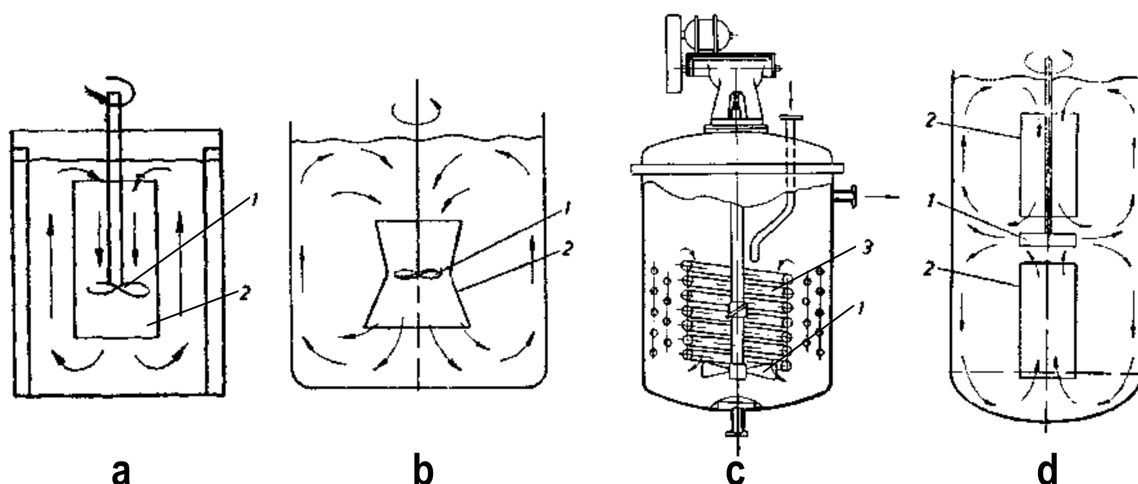


Fig. 4.27. Amestecătoare prevăzute cu tuburi de tiraj pentru distrugerea vârtejului central:
a – amestecător cu elice cu tub de tiraj cilindric şi şicane verticale; b – amestecător cu elice cu tub de tiraj tronconic; c – amestecător cu elice şi serpentină de tiraj; d – amestecător turbină cu două tuburi de tiraj.
1 – agitator; 2 – tub de tiraj; 3 – serpentină pentru transfer termic.

4.2.4.6.3. Amplasarea excentrică, înclinată sau orizontală a arborelui agitatorului

Amestecătoarele rapide, cum sunt cele tip elice sau turbină, pot fi montate excentric față de axul recipientului (cilindric), axul agitatorului fiind paralel cu axul recipientului (fig. 4.28 b). La amestecătoarele în care curgerea este predominant radială (amestecătoare tip turbină), datorită diferenței de drum, viteza cu care lichidul ciocneşte peretele recipientului este diferită; se împiedică astfel formarea vârtejului central şi se asigură o curgere cu turbulență sporită. În cazul amestecătoarelor în care predomină curgerea axială (amestecătoare cu elice), componenta radială a vitezei este mai puțin importantă, montarea excentrică a agitatorului neputând împiedica, la viteze mari de circulație, formarea vârtejului central.

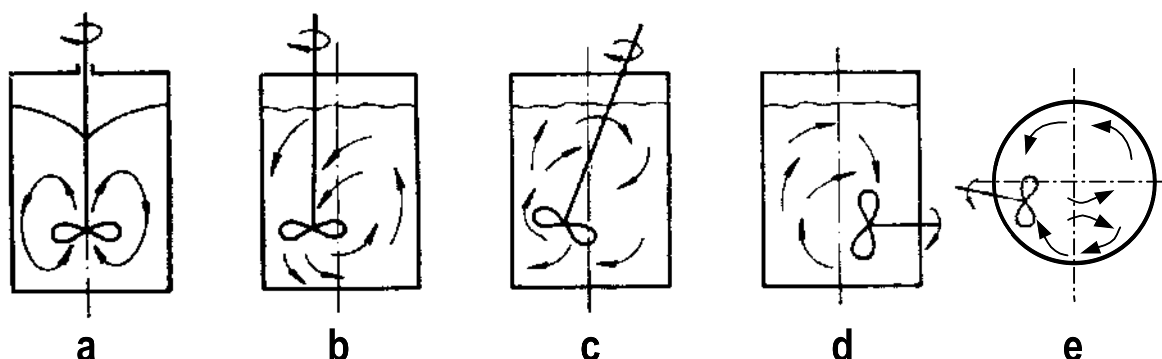


Fig. 4.28. Scheme de amplasare a arborelui agitatorului:
a – vertical, coaxial cu recipientul; b – excentric, paralel cu axa recipientului;
c – excentric, înclinat față de axa recipientului; d, e – orizontal, înclinat față de raza recipientului.

În cazul în care arborele agitatorului este montat înclinat față de axa recipientului (fig. 4.28 c), datorită condițiilor diferite în care se află lichidul în punctele dintr-un plan perpendicular pe axa arborelui agitatorului, formarea vârtejului central este împiedicată. În acest mod sunt amplasate agitatoarele portabile. Agitatoarele cu elice pot funcționa astfel în recipiente fără şicane, la aceeaşi turație la care ar funcționa în poziție verticală, în recipiente prevăzute cu şicane verticale.

Formarea vârtejului central este împiedicată şi în cazul montării orizontale a arborelui agitatorului, în peretele lateral al vasului, paralel cu fundul acestuia (fig. 4.28 d), sub un unghi de 7 … 9^0 față de diametrul care trece prin punctul în care axul agitatorului intersectează peretele recipientului (fig. 4.28 e). Spectrul de curgere se modifică în mod corespunzător, evitându-se curgerea circulară. Această metodă este aplicată în special în cazul amestecătoarelor de mare capacitate. În recipiente de diametre foarte mari se pot monta 2 sau 3 astfel de agitatoare orizontale, amplasate la 180^0 sau 120^0.

4.2.5. PUTEREA NECESARĂ AMESTECĂRII

Din punct de vedere practic, consumul de putere la amestecare este unul dintre cei mai importanți parametrii care stau la baza proiectării şi alegerii amestecătoarelor.

În funcție de energia specifică de amestecare, *Ries* clasifică amestecătoarele în cinci grupe (tab. 4.7). Energia specifică este definită ca raport între puterea necesară amestecării şi volumul de lichid amestecat:

$$W_{sp} = \frac{N}{V_l} \quad [\text{kW/m}^3] \qquad (4.62)$$

şi se poate calcula orientativ cu relația:

$$W_{sp} = (1{,}3 \div 1{,}5) \cdot V_R^{-0{,}5} \qquad (4.63)$$

în care V_R reprezintă volumul total al recipientului. Combinând (4.62) cu (4.63) se obține o relație care permite estimarea ***pur orientativă*** a puterii necesare amestecării fluidelor având viscozitate medie:

$$N = (1{,}3 \div 1{,}5) \cdot \varphi \cdot \sqrt{V_R} \quad [\text{kW}] \qquad (4.64)$$

în care φ este coeficientul de umplere al recipientului. În tab. 4.8 sunt prezentate o serie de valori tipice ale energiei specifice de amestecare, pentru procese frecvent întâlnite în practică.

Tab. 4.7. Clasificarea amestecătoarelor în funcție de criteriul energiei specifice

Grupa	**Energie specifică [kW/m³]**
I	< 1
II	1 … 10
III	10 … 100
IV	100 … 1000
V	> 1000

Tab. 4.8. Valori tipice ale energiei specifice de amestecare

Sarcina amestecătorului	**W_{sp} [kW/m³]**
Putere mică	
menținerea în suspensie a particulelor solide uşoare, amestecarea lichidelor puțin viscoase	0,2
Putere medie	
dispersia gazelor, contactarea lichid – lichid, unele procese de transfer termic	0,6
Putere mare	
menținerea în suspensie a particulelor solide grele, emulsionarea, dispersia gazelor	2,0
Putere foarte mare	
malaxarea pastelor şi aluaturilor	4,0

Dacă la **puterea necesară** amestecării lichidului la turație constantă (*N*) se adaugă puterea consumată pentru învingerea rezistențelor create de amenajările interioare (şicane, serpentine de transfer termic, tuburi de

tiraj, etc.), cutia de etanşare, sistemul de rezemare, reductor, variatorul de turație, se obține **puterea de regim** (**puterea efectivă**):

$$N_{ef} = \frac{N + N_{fr}}{\eta_r} \quad \text{[kW]} \tag{4.65}$$

în care N este puterea necesară [kW], N_{fr} este puterea necesară pentru învingerea frecărilor în cutia de etanşare, sistemul de rezemare, variatorul de turație [kW], iar η_r este randamentul mecanic al rezemării.

Puterea instalată a motorului se alege astfel încât să fie îndeplinită condiția:

$$N_i = \frac{N_{ef}}{\eta_m} \quad \text{[kW]} \tag{4.66}$$

unde η_m reprezintă randamentul mecanic total al elementelor mecanice asamblate în serie; în general acesta variază între 0,75 şi 0,95.

4.2.5.1. PUTEREA NECESARĂ AGITATOARELOR MECANICE PENTRU FLUIDE NEWTONIENE

Datorită complexității fenomenelor care au loc, cât şi datorită numărului mare de parametri care îl influențează, procesul de amestecare nu poate fi abordat prin prisma ecuațiilor obişnuite de mişcare şi de transfer de proprietate. Se face astfel apel la teoria similitudinii, la experimentarea pe modele, urmând apoi transpunerea la scară în vederea realizării prototipului.

4.2.5.1.1. Stabilirea relațiilor de calcul utilizând analiza dimensională

Se consideră că procesul de agitare este influențat şi controlat de mărimile şi constantele dimensionale enumerate în tab. 4.9.

Tab. 4.9. Mărimi care influențează şi controlează procesul de amestecare în mediu lichid

Mărimea	Simbol	Formula dimensională
Puterea agitatorului	N	ML^2T^{-3}
Turația agitatorului	n	T^{-1}
Diametrul agitatorului	d	L
Accelerația gravitațională	g	LT^{-2}
Viscozitatea lichidului	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Densitatea lichidului	ρ	ML^{-3}
Tensiunea superficială	σ	MT^{-2}

Puterea agitatorului poate fi scrisă sub forma:

$$N = f(n, d, g, \mu, \rho, \sigma) = n^{X1} \cdot d^{X2} \cdot g^{X3} \cdot \mu^{X4} \cdot \rho^{X5} \cdot \sigma^{X6} \tag{4.67}$$

în care exponenții *X1 … X6* reprezintă gradul de participare al fiecărei mărimi în procesul de amestecare.

Dimensional, relația (4.67) se scrie:

$$\left[ML^2T^{-3}\right] = \left[T^{-1}\right]^{X1} \cdot \left[L\right]^{X2} \cdot \left[LT^{-2}\right]^{X3} \cdot \left[ML^{-1}T^{-1}\right]^{X4} \cdot \left[ML^{-3}\right]^{X5} \cdot \left[MT^{-2}\right]^{X6} \tag{4.68}$$

sau, după gruparea termenilor:

$$\left[ML^2T^{-3}\right] = \left[M\right]^{(X4+X5+X6)} \cdot \left[L\right]^{(X2+X3-X4-3X5)} \cdot \left[T\right]^{(-X1-2X3-X4-2X6)} \tag{4.69}$$

Pentru ca ecuația (4.69) să fie dimensional omogenă, trebuie îndeplinite simultan condițiile:

$$\begin{cases} X4 + X5 + X6 = 1 \\ X2 + X3 - X4 - 3X5 = 2 \\ X1 + 2X3 + X4 + 2X6 = 3 \end{cases} \qquad (4.70)$$

care formează un sistem de 3 ecuații cu 6 necunoscute. Exprimând necunoscutele *X1, X2, X5* în funcție de *X3, X4, X6*, se obține:

$$\begin{cases} X1 = 3 - 2X3 - X4 - 2X6 \\ X2 = 5 - X3 - 2X4 - 3X6 \\ X5 = 1 - X4 - X6 \end{cases} \qquad (4.71)$$

astfel încât ecuația (4.67) devine:

$$N = n^{(3-2X3-X4-2X6)} \cdot d^{(5-X3-2X4-3X6)} \cdot g^{X3} \cdot \mu^{X4} \cdot \rho^{(1-X4-X6)} \cdot \sigma^{X6} \qquad (4.72)$$

sau, grupând termenii după exponenți:

$$\frac{N}{\rho \cdot n^3 \cdot d^5} = \left(\frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{\mu}\right)^{-X4} \cdot \left(\frac{n^2 \cdot d}{g}\right)^{-X3} \cdot \left(\frac{n^2 \cdot d^3 \cdot \rho}{\sigma}\right)^{-X6} \qquad (4.73)$$

ecuație care, ținând cont de notațiile din tab. 4.4, se poate scrie sub forma criterială:

$$\mathrm{Eu_{AG}} = \left(\mathrm{Re_{AG}}\right)^{-X4} \cdot \left(\mathrm{Fr_{AG}}\right)^{-X3} \cdot \left(\mathrm{We_{AG}}\right)^{-X6} \qquad (4.74)$$

Dacă eficiența amestecării este apreciată şi pe considerente de transfer de căldură sau de masă, în ecuația (4.74) se introduc şi criteriile corespunzătoare.

Caracterul general al relației (4.74) nu permite calculul direct al puterii, determinarea exponenților *X3, X4, X6* necesitând experimentarea directă. Pentru unele cazuri, relația (4.74) poate lua forme mai simple:

- în sistemele monofazice influența tensiunii superficiale în procesul de amestecare este neglijabilă, astfel încât *X6* = 0, şi ecuația (4.74) capătă forma:

$$\mathrm{Eu_{AG}} = \left(\mathrm{Re_{AG}}\right)^{-X4} \cdot \left(\mathrm{Fr_{AG}}\right)^{-X3} \qquad (4.75)$$

- în sistemele în care este împiedicată formarea vârtejului central, influența accelerației gravitaționale asupra amestecării se poate neglija, *X3 = 0* şi (4.74) devine:

$$\mathrm{Eu_{AG}} = \left(\mathrm{Re_{AG}}\right)^{-X4} \cdot \left(\mathrm{We_{AG}}\right)^{-X6} \qquad (4.76)$$

- dacă sistemul este monofazic şi fără vârtej central, atunci *X3* = *X6* = 0 şi ecuația (4.74) se scrie:

$$\mathrm{Eu_{AG}} = \left(\mathrm{Re_{AG}}\right)^{-X4} \qquad (4.77)$$

Ecuațiile (4.74) **–** (4.77) sunt valabile pentru agitatoare **similare din punct de vedere geometric**. În cazul în care similitudinea geometrică nu există, sau este doar parțială, ecuația (4.74) se scrie în forma completă:

$$\mathrm{Eu_{AG}} = \left(\mathrm{Re_{AG}}\right)^{-X4} \cdot \left(\mathrm{Fr_{AG}}\right)^{-X3} \cdot \left(\mathrm{We_{AG}}\right)^{-X6} \cdot \Gamma_1^{Y1} \cdot \Gamma_2^{Y2} \cdot \Gamma_3^{Y3} \cdots \Gamma_n^{Yn} \qquad (4.78)$$

în care Γ_1, Γ_2, …, Γ_n sunt simplecşi geometrici.

4.2.5.1.2. Stabilirea relațiilor de calcul utilizând ecuația *Bernoulli*

Energia mecanică *W* consumată la mişcarea lichidului datorită frecării interne între straturile de lichid având viteze diferite şi a frecării externe între lichid şi suprafețele solide ale dispozitivului de amestecare poate fi determinată prin aplicarea ecuației *Bernoulli*. Dacă se consideră cazul simplificat al mişcării izoterme, cu viteză de regim *v* constantă, într-un recipient prevăzut cu agitator cu palete şi şicane verticale (fig. 4.29), în care nivelul de lichid se menține constant, indiferent de viteza de rotație, în ecuația *Bernoulli* se poate neglija energia cinetică, energia potențială şi lucrul mecanic extern, astfel încât aceasta poate fi scrisă sub forma simplificată:

$$W - F = 0 \qquad (4.79)$$

În aceste condiții, puterea N consumată de agitator în timpul rotirii lichidului poate fi exprimată ca produsul dintre forța de frecare F_f pe care trebuie să o învingă dispozitivul de amestecare şi viteza medie a punctului de aplicație al forței, v_m:

$$N = F_f \cdot v_m \tag{4.80}$$

Forța de frecare se poate exprima ca produs între căderea de presiune datorată frecării şi ariei suprafeței brațelor (paletelor) amestecătorului:

$$F_f = \Delta P \cdot A \tag{4.81}$$

Căderea de presiune ΔP se poate exprima funcție de viteza medie a dispozitivului de amestecare şi de proprietățile mediului supus amestecării:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \rho \tag{4.82}$$

Coeficientul de rezistență ζ este o funcție de regimul de curgere, putând fi exprimat printr-o relație generală de forma:

$$\zeta = c \cdot \left(\text{Re}_{AG}\right)^{-m} \tag{4.83}$$

În condiții ideale, deoarece viteza locală a fiecărui punct al brațului este funcție de distanța punctului respectiv față de axul de rotație, v_m este şi viteza medie a lichidului, caz în care expresia lui Re_{AG} devine:

$$\text{Re}_{AG} = \frac{\rho \cdot v_m \cdot d}{\mu} \tag{4.84}$$

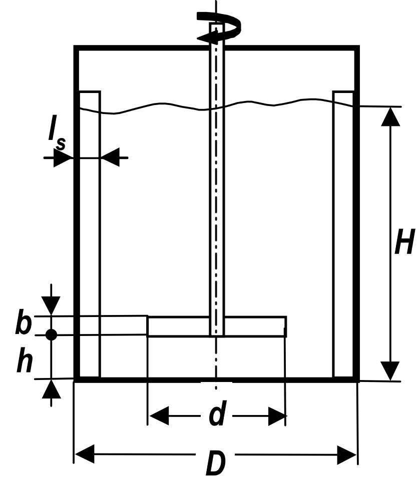


Fig. 4.29. Elemente geometrice caracteristice ale unui amestecător mecanic prevăzut cu agitator cu brațe şi şicane verticale

Înlocuind (4.81) – (4.84) în expresia puterii (4.80), rezultă:

$$N = \zeta \cdot \frac{v_m^3}{2} \cdot \rho \cdot A = c \cdot \left(\text{Re}_{AG}\right)^{-m} \cdot \frac{v_m^3}{2} \cdot \rho \cdot A = c \cdot \left(\frac{\rho \cdot v_m \cdot d}{\mu}\right)^{-m} \cdot \frac{v_m^3}{2} \cdot \rho \cdot A \tag{4.85}$$

Exprimând aria A în funcție de diametrul d al cercului descris de brațul agitatorului:

$$A = b \cdot d = a \cdot d \cdot d = a \cdot d^2 \tag{4.86}$$

unde prin a s-a notat raportul dintre diametrul şi grosimea brațului, $a = b/d$, şi viteza v_m în funcție de viteza unghiulară ω, respectiv în funcție de turația n a agitatorului:

$$v_m = \omega \cdot \frac{d}{2} = \pi \cdot n \cdot \frac{d}{2} = a' \cdot n \cdot d \tag{4.87}$$

şi efectuând înlocuirile în ecuația (4.85), se obține următoarea expresie a puterii:

$$N = \left(c \cdot \frac{a' \cdot n \cdot d^2 \cdot \rho}{\mu}\right)^{-m} \cdot \left(\frac{a' \cdot n \cdot d}{2}\right)^3 \cdot \rho \cdot a \cdot d^2 = \left[c \cdot \left(a'\right)^{(3-m)} \cdot a\right] \cdot \left(\frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{\mu}\right)^{-m} \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 \tag{4.88}$$

Grupând toate constantele în constanta globală C, expresia (4.88) se scrie:

$$N = C \cdot \left(\frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{\mu}\right)^{-m} \cdot \rho \cdot n = C \cdot d^{(5-2m)} \cdot n^{(3-m)} \cdot \rho^{(1-m)} \cdot \mu^m \tag{4.89}$$

Ținând cont de definițiile criteriilor Re_{AG} şi Eu_{AG}, ecuația (4.89) poate fi pusă sub forma criterială:

$$\text{Eu}_{AG} = C \cdot \left(\text{Re}_{AG}\right)^{-m} \tag{4.90}$$

ecuație similară cu ecuația (4.77) dedusă prin analiză dimensională. Se poate observa că ipotezele simplificatoare referitoare la caracterul curgerii au condus la obținerea unei relații simplificate în care nu intervine nici influența accelerației gravitaționale (prin criteriul Fr_{AG}), nici cea a tensiunii superficiale (prin criteriul We_{AG}).

4.2.5.1.3. Stabilirea relațiilor de calcul pe baza geometriei dispozitivului de amestecare

Obținerea ecuațiilor pentru calculul puterii se realizează prin echilibrarea forțelor care acționează în sistemul amestecător – fluidul de amestecat.

4.2.5.1.3.1. Amestecătoare cu brațe

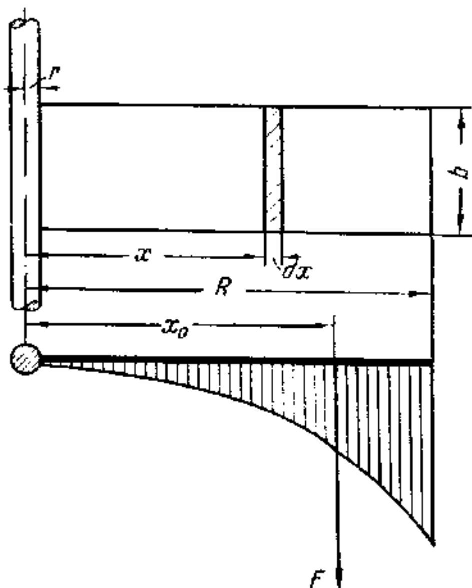


Fig. 4.30. Schema de principiu a unui braț de agitator

În categoria amestecătoarelor cu brațe sunt incluse agitatoarele şi malaxoarele cu unul sau doi arbori, pe care sunt fixate brațe de diferite forme. La agitatoarele cu brațe predomină curgerea tangențială; amestecarea axială este slabă.

Forța necesară pentru învingerea rezistenței mediului când un corp se mişcă uniform într-un fluid este dată de ecuația:

$$F = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot A \tag{4.91}$$

La aplicarea ecuației (4.91) în cazul particular al unui braț dreptunghiular de agitator (fig. 4.30), se ține seama de faptul că punctele de pe suprafața brațului au viteze diferite. Ca urmare, pentru un element de braț de lungime *dx*, ecuația (4.91) se scrie:

$$dF = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot b \cdot dx \tag{4.92}$$

Viteza elementului haşurat este:

$$v = \omega \cdot x = 2\pi \cdot n \cdot x \tag{4.93}$$

Forța necesară pentru deplasarea suprafeței haşurate va fi:

$$dF = \zeta \cdot \frac{(2\pi \cdot n)^2}{2} \cdot \rho \cdot b \cdot x^2 \cdot dx \tag{4.94}$$

iar pentru a întregului braț va fi:

$$F = \zeta \cdot \frac{(2\pi \cdot n)^2}{2} \cdot \rho \cdot b \cdot \int_r^R x^2 dx \tag{4.95}$$

sau, după integrare:

$$F = \frac{2}{3} \zeta \cdot (\pi n)^2 \cdot \rho \cdot b \cdot \left(R^3 - r^3\right) \tag{4.96}$$

Fiecare element de suprafață este solicitat de către o forță *dF*, a cărei valoare creşte cu cât elementul de suprafață se găseşte mai aproape de extremitatea brațului. Aceste forțe elementare au punctul de aplicație în centrul elementului de suprafață respectiv şi sunt orientate după normala la suprafață. Când brațul este plan, toate forțele elementare sunt paralele, însumându-se într-o rezultantă al cărei punct de aplicație este astfel amplasat încât să satisfacă ecuația momentelor:

$$x_0 \cdot F = \int_r^R x dF \tag{4.97}$$

Înlocuind (4.94) şi (4.96) în (4.97) se obține x_0, distanța dintre punctul de aplicație a rezultantei şi axul arborelui agitatorului:

$$x_0 = \frac{3}{4} \cdot \frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3} \tag{4.98}$$

Viteza corespunzătoare punctului de aplicație x_0 va fi:

$$v_0 = \omega \cdot x_0 = 2\pi \cdot n \cdot x_0 = \frac{3}{2} \pi \cdot n \cdot \frac{R^4 - r^4}{R^3 - r^3} \tag{4.99}$$

Puterea necesară rotirii brațului este dată de produsul dintre forța necesară pentru învingerea rezistenței fluidului şi deplasarea acestei forțe în unitatea de timp (viteza forței). Exprimând forța din (496) şi viteza ei din (4.99), rezultă expresia puterii:

$$N = F \cdot v_0 = \zeta \cdot (\pi \cdot n)^3 \cdot \rho \cdot b \cdot \left(R^4 - r^4\right) \tag{4.100}$$

În ecuația (4.100) se pot opera câteva modificări. Neglijând diametrul arborelui în comparație cu diametrul agitatorului (r << R), se poate scrie:

$$R^4 - r^4 \cong R^4 \tag{4.101}$$

Notând $a = b/d$ şi $d = 2R$, ecuația (4.100) devine:

$$N = \frac{a}{16} \cdot \zeta \cdot (\pi n)^3 \cdot \rho \cdot d^5 \tag{4.102}$$

Relația (4.102) exprimă puterea necesară rotirii unui singur braț. Când sunt mai multe brațe, această putere se multiplică cu numărul brațelor. Înglobând toate constantele, inclusiv numărul brațelor într-un coeficient ζ', se ajunge la ecuația:

$$N = \zeta' \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 \tag{4.103}$$

Dacă se înlocuieşte ζ' în funcție de Re_{AG} după o relație de forma (4.83), ecuația (4.103) devine:

$$N = c \cdot \left(\frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu} \right)^{-m} \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 = c \cdot d^{(5-2m)} \cdot n^{(3-m)} \cdot \rho^{(1-m)} \cdot \mu^m \tag{4.104}$$

ecuație identică cu ecuația (4.89) dedusă pornind de la ecuația *Bernoulli*. Constantele *c* şi *m* sunt specifice fiecărui tip constructiv de agitator în parte.

4.2.5.1.3.2. Amestecătoare tip ancoră

În cazul acestor amestecătoare trebuie avută în vedere forma specială a brațului, calculul puterii adaptându-se la această formă (fig. 4.31). Un element de suprafață al unui astfel de amestecător are expresia:

$$dA = x \cdot dx \cdot d\alpha \tag{4.105}$$

iar distanța suprafeței elementare de la axa de rotație este:

$$r = x \cdot \sin\alpha \tag{4.106}$$

Viteza periferică a elementului de suprafață este:

$$v = 2\pi \cdot n \cdot x \cdot \sin\alpha \tag{4.107}$$

Folosind un raționament analog celui aplicat în cazul agitatorului cu brațe plane, se poate scrie forța elementară care acționează asupra unui element de suprafață (elementul haşurat din fig. 4.31):

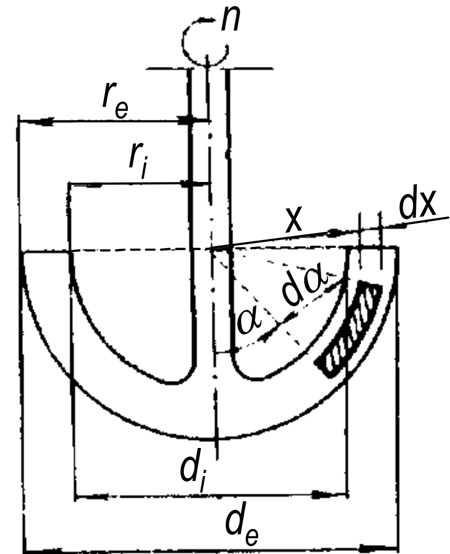


Fig. 4.31.Schema de principiu a unui agitator ancoră

$$dF = \zeta \cdot \frac{(2\pi \cdot n)^2}{2} \cdot \rho \cdot x^3 \cdot dx \cdot \sin^2 \alpha \cdot d\alpha \qquad (4.108)$$

sau:

$$F = 2\zeta \cdot (\pi \cdot n)^2 \cdot \rho \cdot \int_{r_i}^{r_e} x^3 \cdot dx \cdot \int_0^{\alpha} \sin^2 \alpha \cdot d\alpha \qquad (4.109)$$

Punctul de aplicație al rezultantei se va găsi la distanța x_0 față de axa ancorei:

$$x_0 = \frac{x \cdot \sin\alpha \cdot dF}{F} \qquad (4.110)$$

iar viteza forței rezultante este:

$$v_0 = 2\pi \cdot n \cdot x_0 = \frac{2\pi \cdot n \cdot x \cdot \sin\alpha \cdot dF}{F} \qquad (4.111)$$

Puterea necesară pentru rotirea unui braț al ancorei va fi, ca şi în cazul agitatorului cu braț plan, dată de produsul dintre forța necesară pentru învingerea rezistenței fluidului şi deplasarea acestei forțe în unitatea de timp (viteza forței):

$$N = F \cdot v_0 = 4\zeta \cdot (\pi \cdot n)^3 \cdot \rho \cdot \frac{r_e^5 - r_i^5}{5} \cdot \int_o^{\alpha} \sin^3 \alpha \cdot d\alpha \qquad (4.112)$$

sau, după integrare:

$$N = 4\zeta \cdot (\pi \cdot n)^3 \cdot \rho \cdot \frac{r_e^5 - r_i^5}{5} \cdot \left(\frac{2}{3} + \frac{\cos^3 \alpha - 3\cos\alpha}{3} \right) \qquad (4.113)$$

Notând $2r = d$ şi înglobând toate constantele (inclusiv numărul brațelor ancorei) într-o singură constantă, ζ', se obține relația:

$$N = \zeta' \cdot n^3 \cdot \rho \cdot \left(d_e^5 - d_i^5\right) \cdot \left(\frac{2}{3} + \frac{\cos^3 \alpha - 3\cos\alpha}{3} \right) \qquad (4.114)$$

Relația (4.114) este similară cu relația (4.103) obținută în cazul amestecătoarelor cu brațe plane, cu următoarele observații:

- unghiul α este caracteristic tipului constructiv al ancorei. Pentru un amestecător dat, unghiul α este cunoscut, iar paranteza care conține funcțiile trigonometrice este o constantă care poate fi înglobată tot în constanta ζ';
- având în vedere că d_e şi d_i au valori numerice apropiate (vezi fig. 4.31), nu se mai poate aplica aproximarea utilizată în cazul anterior.

4.2.5.1.4. Date practice pentru calculul puterii necesare amestecării fluidelor newtoniene

Ecuațiile pentru calculul puterii necesare la amestecare, fie deduse analitic, fie prin analiză dimensională, conțin constante şi exponenți care nu pot fi deduse decât prin experimentare directă. S-a constatat experimental că aceste constante sunt egale sau apropiate ca valoare numerică pentru agitatoare din aceeaşi categorie constructivă, similare din punct de vedere geometric.

Astfel, pentru ecuația cea mai generală care corelează puterea necesară amestecării cu proprietățile fluidului şi caracteristicile constructive şi funcționale ale amestecătorului:

$$\mathrm{Eu}_{AG} = c \cdot (\mathrm{Re}_{AG})^{-m} \qquad (4.115)$$

literatura de specialitate prezintă tabelate valorile coeficienților c şi m pentru o mare varietate de amestecătoare.

În tab. 4.10 sunt prezentate valorile coeficienților *c* şi *m* din ecuația (4.115) pentru câteva tipuri uzuale de agitatoare.

*Tab. 4.10. Valorile coeficienților **c** şi **m** din ecuația (5.115)*

Tipul agitatorului	Caracteristici geometrice*			Valoarea coeficienților		Observații
	D/d	*H/d*	*h/d*	*c*	*m*	
Cu 2 brațe (*b* = 0,885*d*)	2	2	0,36	111,0 14,35	1,0 0,31	$Re_{AG} < 20$ $10^2 < Re_{AG} < 5.10^4$ La $Re_{AG} > 5.10^4$, $\zeta = 0,525$
Cu 2 brațe (*b* = 0,25*d*)	3	3	0,33	6,8	0,20	
Cu 2 brațe înclinate în jos la 45^0 (*b* = 0,25*d*)	3	3	0,33	0,45	0,20	
Cu 4 brațe (*b* = 0,25*d*)	3	3	0,33	8,52	0,20	
Cu 4 brațe înclinate în jos la 45^0 (*b* = 0,25*d*)	3	3	0,33	5,05	0,20	
Cu 4 brațe înclinate în sus la 45^0 (*b* = 0,25*d*)	3	3	0,33 0,50	4,42 3,18	0,20 0,15	$Re_{AG} > 10^3$
Cu 4 brațe înclinate în sus la 60^0 (*b* = 0,25*d*)	3	3	0,50	6,30	0,18	
Cu 6 brațe (3 perechi suprapuse, nedecalat); (*b* = 0,066*d*)	1,11	1,11	0,11	12,50	0,25	distanța dintre perechile de brațe - 0,365*d*
Cu ancoră (*b* = 0,066*d*)	1,11	1,11	0,11	6,20	0,25	înălțimea coarnelor ancorei – 0,44*d*
Cu ancoră dublă (*b* = 0,066*d*; *z* = 0,44*d*)	1,11	1,11	0,11	6,00	0,25	distanța dintre coarnele ancorei de aceeaşi parte a axului – 0,165*d*
Elice cu 2 pale înclinate la $22,5^0$	3	3	0,33	0,985	0,15	
Elice cu 3 pale cu înclinarea *d* (elice navală)	3,8	3,5	1,0	230 4,63 1,19	1,67 0,35 0,15	$Re_{AG} < 30$ $Re_{AG} < 3.10^3$ $Re_{AG} > 3.10^3$
Turbină închisă cu 3 palete, având deschiderea centrală de intrare de 37 mm	3	3	0,33	3,90	0,20	
Turbină cu 6 palete şi stator	2,4	1,78	0,25	5,98	0,15	
Turbină cu 12 palete şi stator	2,4	1,78	0,25	10,35	0,15	
Tip colivie	4	4	0,4	20,8	0,27	înălțimea coliviei – 1,6*d*

* - notațiile folosite sunt cele din fig. 4.29;

Dacă agitatorul şi recipientul nu corespund condițiilor de similitudine geometrică din coloanele 2 – 4 ale tab. 4.10, puterea necesară amestecării se deduce, cu precizie satisfăcătoare, tot din ecuația (4.115) corectată cu factorul *K*:

$$Eu_{AG} = K \cdot c \cdot \left(Re_{AG}\right)^{-m} \tag{4.116}$$

Factorul de corecție *K* are următoarea formă:

- pentru agitatoare cu braţe:

$$K = \left(\frac{D}{3d}\right)^{1,1} \cdot \left(\frac{N}{D}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{4b}{d}\right)^{0,3} \qquad (4.117)$$

aplicabilă între limitele:

$$2,5 < \frac{D}{d} < 4,0; \qquad 0,6 < \frac{N}{D} < 1,6; \qquad 0,2 < \frac{b}{d} < 0,67; \qquad 0,2 < \frac{h}{d} < 0,5.$$

- pentru agitatoarele cu elice sau turbină:

$$K = \left(\frac{D}{3d}\right)^{0,93} \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^{0,6} \qquad (4.118)$$

Alte valori orientative ale coeficienţilor *c* şi *m* din ecuaţia (4.115) sunt sumarizate în tab. 4.11.

Tab. 4.11. Valori orientative ale coeficienţilor ***c*** *şi* ***m*** *din ecuaţia (4.115)*

Tipul amestecătorului	**Regimul de curgere**					
	laminar		**intermediar**		**turbulent**	
	c	***m***	***c***	***m***	***c***	***m***
Cu 2 braţe, emailat, în recipient fără şicane	3,6	1,0	7,0	0,5	-	-
Cu 3 şi cu 6 braţe (emailate şi neemailate)	40 – 50	1,0	-	-	-	-
Elice cu grosime constantă, în recipient fără şicane	-	-	10	0,5	-	-
Turbine deschise, în recipient cu şicane	77 – 145	1,0	14,5	0,27	6,4	0,0
			$10^2 < Re_{AG} < 2.10^4$		$Re_{AG} > 100$	
Tip colivie	380	1,0	-	-	16	0,0
					(cu şicane)	

Uneori, funcţia criterială care corelează puterea necesară amestecării cu regimul de curgere şi caracteristicile geometrice ale amestecătorului se pune sub forma:

$$\frac{Eu_{AG}}{(Fr_{AG})^p} = F\left(Re_{AG}, \Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \cdots\right) = \Phi_N \qquad (4.119)$$

în care mărimea Φ_N poartă denumirea de **funcţie de putere**. Exponentul *p* al criteriului Froude, pentru un set de factori de formă dat, se corelează empiric cu criteriul Reynolds, conform expresiei:

$$p = \frac{A - \lg Re_{AG}}{B} \qquad (4.120)$$

unde *A* şi *B* sunt coeficienţi dependenţi de tipul şi geometria amestecătorului (tab. 4.12).

Tab. 4.12. Valorile coeficienţilor ***A*** *şi* ***B*** *din ecuaţia (4.120)*

Tipul amestecătorului	***D/d***	***A***	***B***
elice	2,1	2,6	18
	2,7	2,3	18
	3,0	2,1	18
	3,3	1,7	18
	4,5	0,0	18
turbină	3,0 – 3,3	1,0	40

O metodă rapidă de calcul a puterii constă în utilizarea diagramelor trasate în coordonate Eu_{AG} – Re_{AG} (fig. 4.33 – 4.37). Cunoscând tipul de agitator, turația acestuia şi proprietățile lichidului supus agitării (densitate, viscozitate) se calculează valoarea criteriului Re_{AG} şi apoi, din diagrama corespunzătoare tipului de agitator ales, se citeşte valoarea criteriului Eu_{AG}, din care, ulterior se calculează puterea necesară amestecării. Notațiile din diagramele redate în fig. 4.33 – 4.36 corespund notațiilor mărimilor redate în fig. 4.32.

d_1 – diametrul recipientului;

d_2 – diametrul (anvergura) agitatorului;

h_1 – înălțimea lichidului în recipient;

h_2 – distanța de la fundul recipientului;

h_3 – lățimea palei agitatorului;

h_4 – distanța dintre pale;

b_1 – distanța peste şicană, la perete;

b_2 – distanța de la şicană la perete;

n – turația arborelui agitatorului.

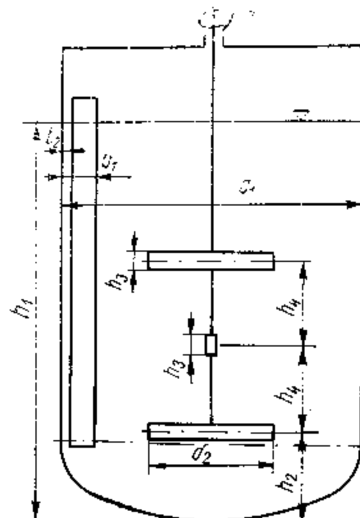


Fig. 4.32. Mărimi caracteristice şi notații utilizate în diagramele din fig. 4.33 – 4.36

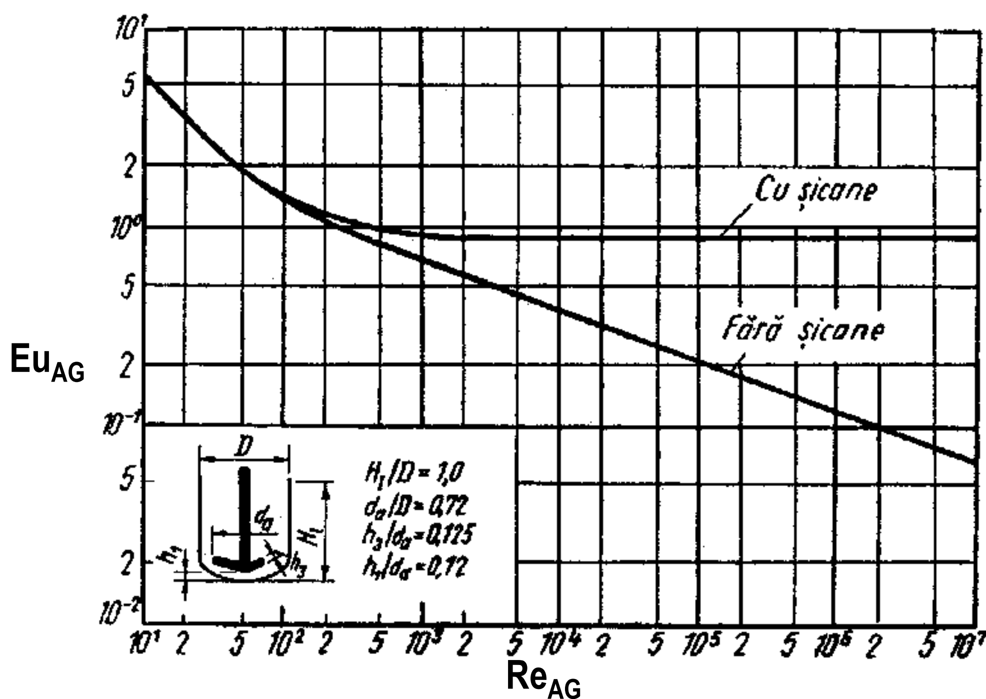


Fig. 4.33. Diagrama Eu_{AG} – Re_{AG} *pentru agitatoare tip impeller*

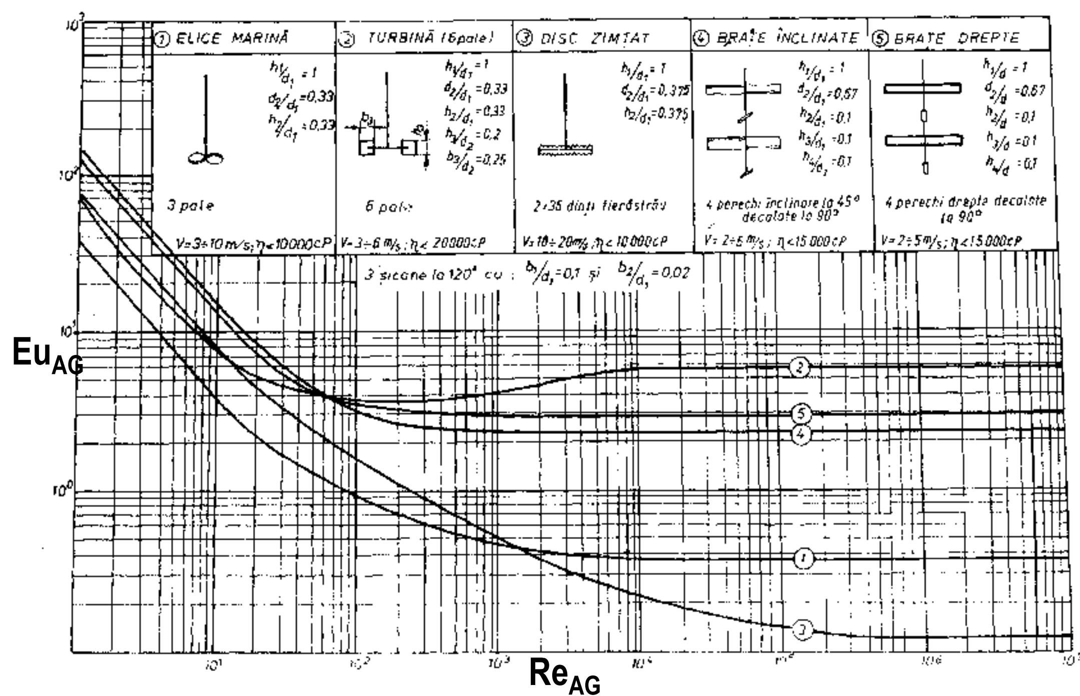


Fig. 4.34. Diagrama Eu_{AG} – Re_{AG} *pentru agitatoare cu elice, turbină, disc, cu brațe*

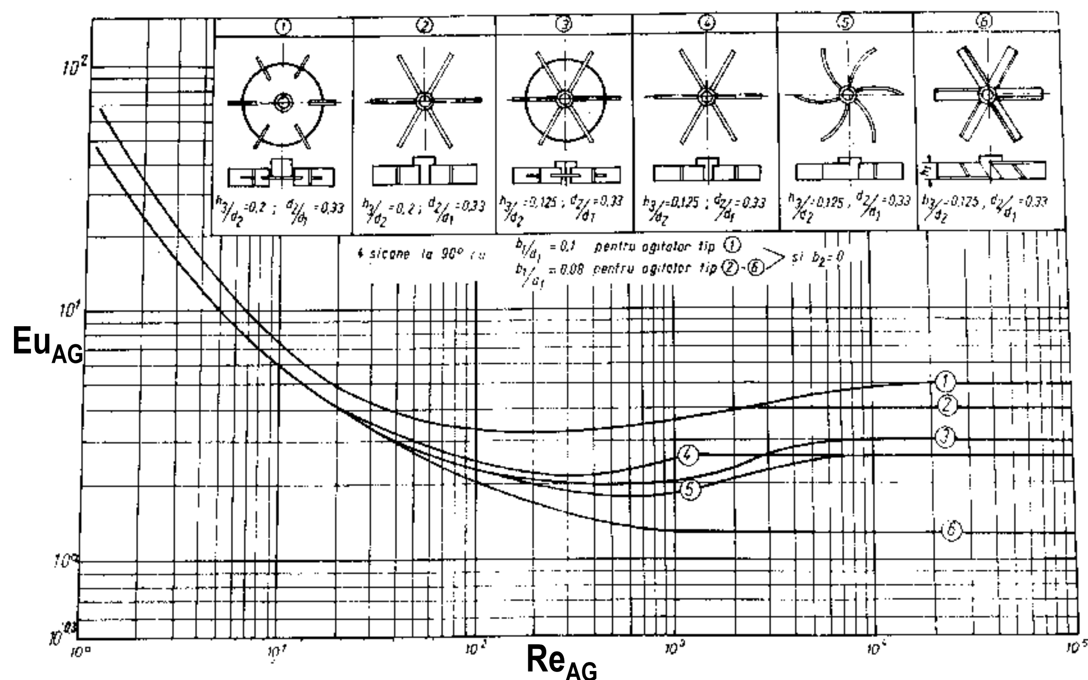


Fig. 4.35. Diagrama Eu_{AG} – Re_{AG} *pentru agitatoare tip turbină*

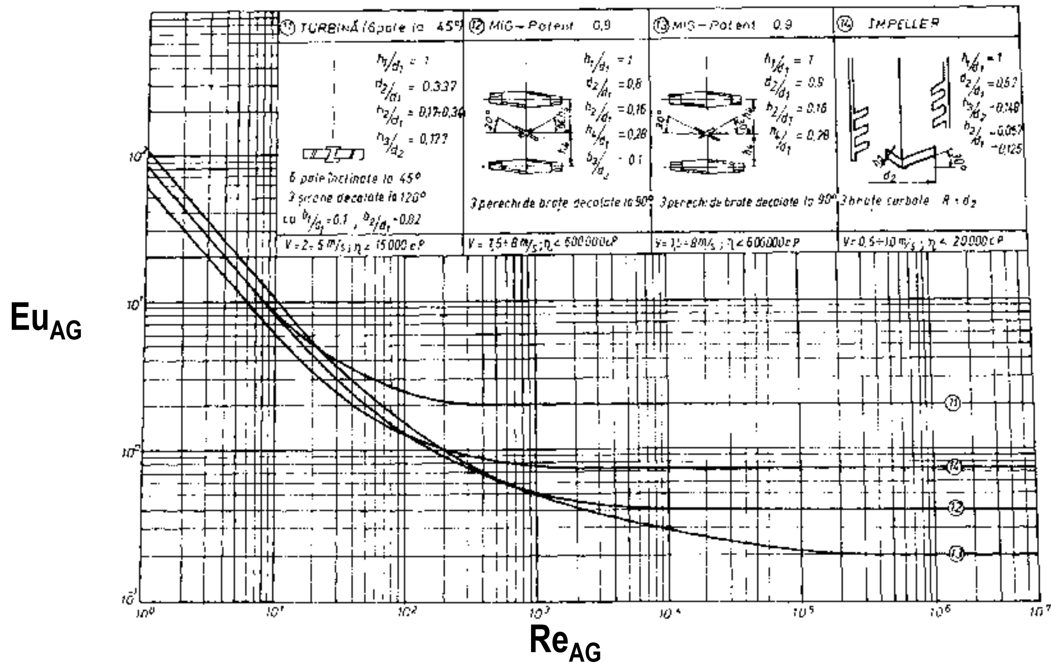


Fig. 4.36. Diagrama Eu_{AG} – Re_{AG} *pentru diferite tipuri de agitatoare*

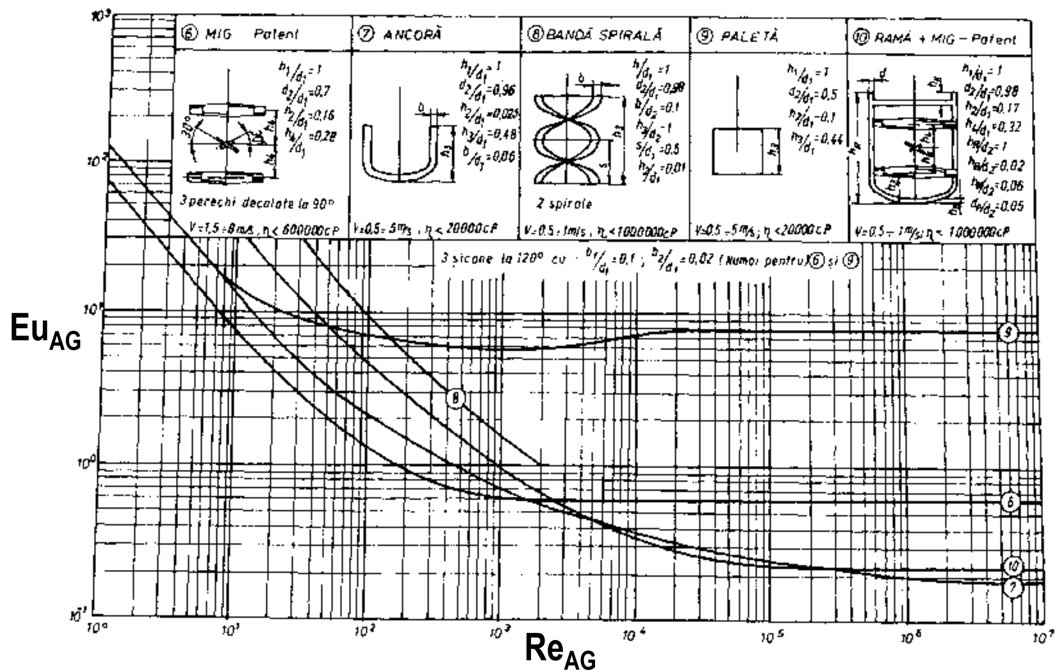


Fig. 4.37. Diagrama Eu_{AG} – Re_{AG} *pentru diferite tipuri de agitatoare*

Puterea calculată pe baza relațiilor sau diagramelor prezentate în această secțiune este **puterea necesară** (puterea necesară pentru menținerea unei turații constante). În majoritatea cazurilor, această valoare se amplifică pentru a compensa consumul suplimentar de putere cauzat de amenajările interioare ale recipientului. Pentru pereți rugoşi, puterea consumată se majorează cu 10 – 20%, tecile de termometru conduc şi ele la o majorare a puterii necesare cu 10%, în timp ce existența serpentinelor pentru agenți termici duce la o majorare cu aproape 100% a puterii necesare.

Puterea de pornire este de 2,5 – 4 ori mai mare decât puterea de regim calculată din ecuația (4.65), pentru a putea învinge inerția sistemului. Valoarea puterii de pornire depinde foarte mult de durata impusă sau aleasă pentru atingerea turației de regim.

În lichidele în care se barbotează gaze, necesarul de putere este mai scăzut, comparativ cu cazul lichidului fără barbotare de gaz. Această problemă va fi discutată în secțiunea consacrată aspectelor particulare ale amestecării în sisteme gaz – lichid.

4.2.5.2. PUTEREA NECESARĂ AGITATOARELOR MECANICE PENTRU FLUIDE NENEWTONIENE

Estimarea necesarului de putere pentru amestecarea fluidelor nenewtoniene este mai dificilă din cel puțin două motive: 1 - în fluidele puternic viscoase este greu de atins o turbulență deplin dezvoltată, astfel încât şi la valori Re_{AG} mari, Eu_{AG} este variabil; 2 – deoarece viscozitatea fluidelor nenewtoniene este dependentă de condițiile de forfecare, nefiind constantă (cum este în cazul fluidelor newtoniene), criteriul Re_{AG} trebuie redefinit.

Viscozitatea fluidelor nenewtoniene poate varia fie cu gradientul de viteză (reopanta), fie cu durata forfecării. Pentru a putea stabili regimul hidrodinamic al fluidului nenewtonian în amestecător se defineşte un criteriu Reynolds generalizat, în care viscozitatea fluidului este înlocuită cu viscozitatea aparentă, μ_a:

$$Re_{G,AG} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu_a} \tag{4.121}$$

Viscozitatea aparentă este definită în conformitate cu metoda lui *Metzner* şi *Otto*, care admit existența unei viteze de deformare medii $(dv/dr)_A$ într-un amestecător, astfel încât o viscozitate aparentă μ_a corespunzătoare acestei valori a vitezei de deformare este egală cu viscozitatea unui fluid newtonian care va determina acelaşi consum de putere, în condiții similare, cel puțin pentru regimul laminar. Autorii consideră valabilă următoarele relații de proporționalitate între viteza de deformare medie şi turația agitatorului:

- pentru fluide pseudoplastice şi de tip *Bingham*:

$$\left(\frac{dv}{dr}\right)_A = K_A \cdot n \tag{4.122}$$

- pentru fluide dilatante:

$$\left(\frac{dv}{dr}\right)_A = 38n \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,5} \tag{4.123}$$

În relațiile anterioare, K_A = 10 … 13, valoarea sa depinzând de tipul agitatorului (tab. 4.13), *n* este turația agitatorului, *d* este diametrul agitatorului, iar *D* este diametrul recipientului. Multe date referitoare la fluidele nenewtoniene pur viscoase au fost corelate de către *Skelland*, corelațiile fiind redate în fig. 4.38.

Pentru calculul puterii necesare amestecării mecanice a fluidelor nenewtoniene la turație constantă, se parcurge următorul algoritm:

- se estimează viteza de deformare medie cu relația (4.122) sau (4.123), pentru *n* constant dat, alegând K_A în funcție de tipul agitatorului, din tab. 4.13;
- din curba de curgere a fluidului nenewtonian, pentru viteza medie calculată anterior, se determină viscozitatea aparentă, μ_a, pe baza căreia se calculează valoarea criteriului Reynolds generalizat (4.121);

- Pentru $Re_{G, AG}$ calculat, din curba corespunzătoare de pe diagrama redată în fig. 4.38 se determină valoarea criteriului Eu_{AG}.
- Din valoarea criteriului Eu_{AG} se determină puterea necesară, *N*, utilizând ecuația de definire a acestui criteriu (tab. 4.4).

Tab. 4.13. Valori ale constantei $\boldsymbol{K_A}$ *din ecuația (4.122), pentru diverse tipuri de amestecătoare*

Curba din fig. 4.38	**Tipul amestecătorului**	***D/d***	**Turația agitatorului, *n* [rot/s]**	$\boldsymbol{K_A}$ **(*n* < 1) (*n* = indicele puterii)**
A - A	Turbină cu 6 palete drepte; recipient cu 4 şicane (l_s = 0,1*D*)	1,3 – 5,5	0,05 – 1,5	11,5 $\pm$ 1,5
A - A_1	Turbină cu 6 palete drepte; recipient fără şicane	1,3 – 5,5	0,18 – 0,54	11,5 $\pm$ 1,4
B - B	2 turbine, fiecare cu câte 6 palete drepte, la distanța 0,5*D*; recipient cu 4 şicane (l_s = 0,1*D*)	3,5	0,14 – 0,72	11,5 $\pm$ 1,4
B - B_1	2 turbine, fiecare cu câte 6 palete drepte, la distanța 0,5*D*; recipient cu 4 sau fără şicane (l_s = 0,1*D*)	1,023 – 1,18	0,14 – 0,72	11,5 $\pm$ 1,4
C - C	Turbină cu 6 palete la 45^0; recipient cu 4 sau fără şicane (l_s = 0,1*D*)	1,33 – 3,0	0,21 – 0,26	13 $\pm$ 2
C - C_1	Turbină cu 6 palete la 45^0; recipient cu 4 sau fără şicane (l_s = 0,1*D*)	1,33 – 3,0	1,0 – 1,42	13 $\pm$ 2
D - D	Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără şicane; arbore vertical coaxial sau înclinat 10^0 față de verticală şi plasat la *R/*3 față de centru	2,2 – 4,8	0,16 – 0,40	10 $\pm$ 0,9
D - D_1	Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără şicane; arbore vertical coaxial sau înclinat 10^0 față de verticală şi plasat la *R/*3 față de centru	2,2 – 4,8	0,16 – 0,40	10 $\pm$ 0,9
D - D_2	Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără şicane; arbore înclinat 10^0 față de verticală şi plasat la *R/*3 față de centru	1,9 – 2,0	0,16 – 0,40	10 $\pm$ 0,9
D - D_3	Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără şicane; arbore vertical coaxial	1,9 – 2,0	0,16 – 0,40	10 $\pm$ 0,9
E - E	Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient cu 4 şicane (l_s = 0,1*D*) şicane; arbore vertical coaxial;	1,67	0,16 – 0,60	10
F - F	2 agitatoare cu elice (navală) cu câte 3 palete fiecare; recipient fără şicane; arbore înclinat 10^0 față de verticală şi plasat la *R/*3 față de centru	1,4 – 3,0	0,16 – 0,40	10 $\pm$ 0,9
F - F_1	2 agitatoare cu elice (navală) cu câte 3 palete fiecare; recipient fără şicane; arbore vertical coaxial	1,4 – 3,0	0,16 – 0,40	10 $\pm$ 0,9
G - G	Agitator elice (navală) cu 4 palete; recipient cu 4 şicane (l_s = 0,1*D*)	2,13	0,05 – 0,61	10
H - H	Agitator cu 2 palete drepte; 4 şicane (l_s = 0,1*D*)	2 – 3	0,16 – 1,68	10
	Agitator ancoră; recipient fără şicane	1,02	0,34 – 1,0	11 $\pm$ 5
	Agitator impeller cu 4 sau fără şicane (l_s = 0,08*D*)	1,92 – 2,88	0,34 – 1,0	11 $\pm$ 5

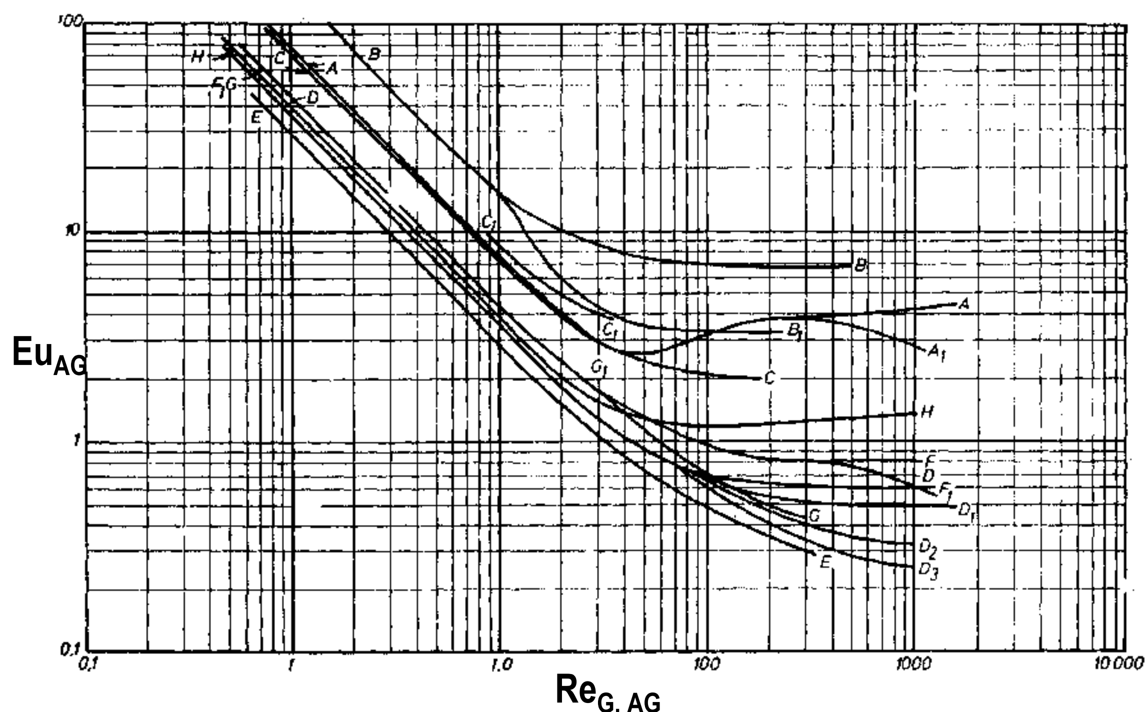


Fig. 4.38. Dependența Eu_{AG} – $Re_{G, AG}$ *pentru unele fluide nenewtoniene*

Metoda *Metzner* şi *Otto* are avantajul că prin definirea viscozității aparente în modul anterior prezentat se asigură coincidența curbelor redate în fig. 4.38 cu cele obținute pentru fluidele newtoniene, în domeniul laminar al amestecării. De asemenea, metoda poate fi folosită independent de ecuația reologică a fluidului nenewtonian considerat. Metoda estimează consumul de putere cu o eroare de circa 25 – 30%. Dezavantajul metodei este acela că este necesară cunoaşterea turației agitatorului pentru care se realizează amestecarea conținutului recipientului într-un timp dat, sau a turației necesare pentru atingerea unei anumite viteze de transfer de masă într-un sistem G – L, L – S sau L – L dat. Mecanismele de transfer de masă – amestecare nefiind încă pe deplin elucidate, alegerea turației optime de opererea amestecătorului rămâne încă o problemă care poate fi rezolvată primordial prin experimentare directă.

Există relativ puține date referitoare la influența viscoelasticității fluidelor asupra necesarului de putere pentru amestecare. Cercetările lui *Oliver şi colab.* şi ale lui *Prud'homme* şi *Shaqfeh* indică faptul că necesarul de putere la amestecarea cu turbine *Rushton* poate creşte sau descreşte în funcție de mărimea efectului elastic. La numere Reynolds mari, componenta elastică a fluidului suprimă curgerile secundare, aceasta conducând la reducerea consumului de putere, comparativ cu fluidele pur viscoase.

În cazul fluidelor pseudoplastice, viscozitatea aparentă creşte cu creşterea distanței de la agitator, datorită descreşterii vitezei de forfecare cu creşterea distanței radiale. Acest fenomen întârzie inițierea turbulenței, domeniul laminar al amestecării extinzându-se şi la valori $Re_{G,\ AG} > 10$ (în vecinătatea rotorului agitatorului amestecarea poate fi turbulentă).

Pentru o bună amestecare a fluidelor nenewtoniene trebuie eliminate toate zonele stagnante din amestecător, inclusiv cele de la suprafață. Valorile minime ale criteriului Reynolds generalizat necesare atingerii acestui deziderat sunt redate în tab. 4.14.

Tab. 4.14. Valori minime ale criteriului $Re_{G,\,AG}$ *pentru asigurarea mişcării complete a fluidelor nenewtoniene în amestecătoare cu agitare mecanică*

Tipul amestecătorului	**$Re_{G,\,AG}$ minim pentru valoarea raportului *D/d*:**			
	3	**2**	**1,5**	**1,33**
Turbină cu palete drepte	270	110	90	50
Agitator cu elice	500	290	200	-
Două turbine cu palete drepte	85	68	50	45

4.2.6. TRANSPUNEREA LA SCARĂ A AMESTECĂTOARELOR

Una dintre problemele dificile ale proiectării agitatoarelor este aceea a deducerii configurației optime a utilajului industrial (prototip), pornind de la datele obținute prin experimentări de laborator în agitatoare de dimensiuni reduse (modele).

4.2.6.1. ASIGURAREA SIMILITUDINII MODEL - PROTOTIP

Pentru a se realiza o similitudine completă, adică pentru a obține aceleaşi profiluri de curgere în model şi în prototip, trebuie ca modelul şi prototipul să fie similare din punct de vedere geometric, cinematic şi dinamic, iar condițiile la limită să fie aceleaşi. Dacă asigurarea similitudinii geometrice nu pune probleme deosebite, asigurarea condițiilor de similitudine dinamică este, de cele mai multe ori, imposibilă.

Similitudinea geometrică a celor două sisteme, amestecătorul model şi amestecătorul prototip, este asigurată dacă se mențin aceleaşi rapoarte între dimensiunile geometrice atât în model cât şi în prototip. Este important ca următoarele rapoarte (simplecşi geometrici) să fie menținute constante la transpunerea la scară (notațiile folosite sunt cele din fig. 4.29, indicii *M* şi *P* referindu-se respectiv la model şi la prototip):

$$\left(\frac{D}{d}\right)_M = \left(\frac{D}{d}\right)_P;\ \left(\frac{h}{d}\right)_M = \left(\frac{h}{d}\right)_P;\ \left(\frac{l_s}{d}\right)_M = \left(\frac{l_s}{d}\right)_P;\ \left(\frac{b}{d}\right)_M = \left(\frac{b}{d}\right)_P;\ \left(\frac{H}{d}\right)_M = \left(\frac{H}{d}\right)_P;\ \text{etc.} \tag{4.124}$$

Similitudinea cinematică este asigurată dacă în cele două sisteme (model şi prototip) geometric similare, vitezele punctelor corespondente se mențin într-un raport constant. De asemenea, spectrele de curgere în model şi prototip trebuie să fie aceleaşi.

Similitudinea dinamică este asigurată dacă în cele două sisteme geometric similare, toate forțele corespondente se mențin în rapoarte constante. Este necesară aici diferențierea între diferitele tipuri de forțe care pot apărea: forțe inerțiale, forțe gravitaționale, forțe viscoase, forțe (tensiuni) superficiale, etc. Unele dintre acestea, sau toate, pot fi semnificative în procesul de amestecare. Notând diferitele tipuri de forțe care apar cu F_a, F_b, F_c, etc., condiția de similitudine dinamică între model şi prototip se poate scrie:

$$\frac{(F_a)_M}{(F_a)_P} = \frac{(F_b)_M}{(F_b)_P} = \frac{(F_c)_M}{(F_c)_P} = \cdots = \text{constant} \quad \Leftrightarrow \quad \left(\frac{F_a}{F_b}\right)_M = \left(\frac{F_a}{F_b}\right)_P;\ \left(\frac{F_a}{F_c}\right)_M = \left(\frac{F_a}{F_c}\right)_P;\quad \text{etc.} \tag{4.125}$$

Câteva dintre forțele care pot apărea în decursul procesului de amestecare vor fi enumerate şi explicitate în cele ce urmează.

Forța inerțială este asociată cu rezistența pe care o opune un corp în schimbarea stării sale de repaus sau de mişcare. Considerând un volum de fluid având masa *m*, care curge cu viteza liniară *v*, printr-o suprafață *A*, masa de fluid trecută într-un interval de timp infinitezimal *dt*, se poate scrie ca fiind:

$$dm = \rho \cdot v \cdot A \cdot dt \tag{4.126}$$

unde ρ este densitatea fluidului. Considerând forța inerțială (F_i) ca produs între masa de fluid şi accelerația sa:

$$dF_i = (\rho \cdot v \cdot A \cdot dt) \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right) = \rho \cdot v \cdot A \cdot dv$$
$$F_i = \int_0^{F_i} dF_i = \int_0^v \rho \cdot v \cdot A \cdot dv = \rho \cdot A \cdot \frac{v^2}{2} \qquad (4.127)$$

Aria de curgere $A = L^2$ este constantă, L reprezentând lungimea caracteristică a sistemului. În cazul amestecării, această lungime este de regulă aleasă ca fiind diametrul agitatorului, d, iar viteza caracteristică, v, este considerată viteza periferică a agitatorului ($v = \pi dn$). Cu aceste observații, neglijând constantele numerice, expresia forței inerțiale se poate scrie sub forma proporționalității:

$$F_i \propto \rho \cdot n^2 \cdot d^4 \qquad (4.128)$$

Modificarea vitezei, *dv/dt* datorită forțelor inerțiale F_i, poate fi contrabalansată de modificarea vitezei datorită ***forțelor viscoase***, F_v, care, pentru un fluid newtonian au expresia:

$$F_v = \mu \cdot A' \cdot \left(\frac{dv}{dy}\right) \qquad (4.129)$$

în care *dv/dy* reprezintă gradientul de viteză, proporțional cu v/L, iar aria A' este proporțională cu L^2. Cu aceste modificări, expresia forțelor viscoase se poate scrie sub forma proporționalităților:

$$F_v \propto \mu \cdot v \cdot L \ \text{ sau: } F_v \propto \mu \cdot n \cdot d^2 \qquad (4.130)$$

În mod similar, ***forțele gravitaționale***, F_g, se pot scrie ca proporționale cu produsul dintre masa fluidului şi accelerația gravitațională:

$$F_g \propto \rho \cdot d^3 \cdot g \qquad (4.131)$$

iar ***forțele superficiale***, F_s, sunt proporționale cu produsul dintre tensiunea superficială σ şi lungimea caracteristică d:

$$F_s \propto \sigma \cdot d \qquad (4.132)$$

Ținând cont de relația (4.125) care defineşte condițiile de similitudine dinamică, şi înlocuind forțele generice F_a, F_b, F_c cu forțele F_i, F_v, F_g, F_s, se obțin condițiile care asigură similitudinea dinamică între model şi prototip:

$$\left(\frac{F_i}{F_v}\right)_M = \left(\frac{F_i}{F_v}\right)_P \Leftrightarrow \left(\frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu}\right)_M = \left(\frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu}\right)_P \Leftrightarrow (\mathrm{Re}_{AG})_M = (\mathrm{Re}_{AG})_P$$
$$\left(\frac{F_i}{F_g}\right)_M = \left(\frac{F_i}{F_g}\right)_P \Leftrightarrow \left(\frac{n^2 \cdot d}{g}\right)_M = \left(\frac{n^2 \cdot d}{g}\right)_P \Leftrightarrow (\mathrm{Fr}_{AG})_M = (\mathrm{Fr}_{AG})_P \qquad (4.133)$$
$$\left(\frac{F_i}{F_s}\right)_M = \left(\frac{F_i}{F_s}\right)_P \Leftrightarrow \left(\frac{\rho \cdot n^2 \cdot d^3}{\sigma}\right)_M = \left(\frac{\rho \cdot n^2 \cdot d^3}{\sigma}\right)_P \Leftrightarrow (\mathrm{We}_{AG})_M = (\mathrm{We}_{AG})_P$$

Se poate constata că asigurarea similitudinii dinamice între model şi prototip implică asigurarea identității numerice simultane a criteriilor Re_{AG}, Fr_{AG} şi We_{AG}. Se poate demonstra că existența concomitentă a similitudinii geometrice şi a similitudinii dinamice conduce implicit la asigurarea similitudinii cinematice.

În cazul fluidelor nenewtoniene independente de timp, viscoase sau viscoplastice, viscozitatea care apare în criteriul Re_{AG} nu este constantă, ea modificându-se în funcție de viteza de forfecare. Din acest motiv, ea se înlocuieşte cu o altă mărime, viscozitatea aparentă, μ_a. În cazul fluidelor viscoelastice sau a celor tixotrope şi reopexice (a căror viscozitate este dependentă de timp şi de istoria forfecării), substituirea viscozității reale cu cea aparentă nu este de folos pentru transpunerea la scară a amestecătoarelor.

4.2.6.2. INCOMPATIBILITATEA CRITERIILOR DE SIMILITUDINE LA AMESTECARE

Pentru realizarea similitudinii complete model – prototip este necesară îndeplinirea simultană a condițiilor (4.124) (asigurarea similitudinii geometrice) şi (4.133) (asigurarea similitudinii dinamice). Din (4.133) şi (4.74) rezultă că se asigură implicit şi identitatea numerică a criteriului Eu_{AG}.

În cazul amestecătoarelor, asigurarea – folosind acelaşi fluid atât în model cât şi în prototip – a identității simultane a tuturor criteriilor de similitudine este imposibilă, criteriile implicate fiind incompatibile. Acest lucru se poate demonstra foarte uşor, considerând un model pentru care criteriile de similitudine sunt:

$$\begin{aligned} &(Eu_{AG})_M = \frac{N_M}{\rho \cdot n_M^3 \cdot d_M^5}; \quad (Re_{AG})_M = \frac{\rho \cdot n_M \cdot d_M^2}{\mu}; \\ &(Fr_{AG})_M = \frac{n_M^2 \cdot d_M}{g}; \quad (We_{AG})_M = \frac{\rho \cdot n_M^2 \cdot d_M^3}{\sigma} \end{aligned} \tag{4.134}$$

Pentru un prototip similar cu modelul, dar la scară dublă ($d_P = 2d_M$), criteriile de similitudine vor fi:

$$\begin{aligned} &(Eu_{AG})_P = \frac{1}{32} \cdot \frac{N_M}{\rho \cdot n_P^3 \cdot d_M^5}; \quad (Re_{AG})_P = 4 \cdot \frac{\rho \cdot n_P \cdot d_M^2}{\mu}; \\ &(Fr_{AG})_M = 2 \cdot \frac{n_P^2 \cdot d_M}{g}; \quad (We_{AG})_P = 8 \cdot \frac{\rho \cdot n_P^2 \cdot d_M^3}{\sigma} \end{aligned} \tag{4.135}$$

Ținând cont că valorile criteriilor de similitudine trebuie să fie aceleaşi atât în model cât şi în prototip, din (4.133) – (4.135) rezultă:

$$\begin{cases} n_P = \dfrac{1}{2^2} \cdot n_M & \text{din identitatea criteriilor } Re_{AG}; \\ n_P = \dfrac{1}{2^{0,5}} \cdot n_M & \text{din identitatea criteriilor } Fr_{AG}; \\ n_P = \dfrac{1}{2^{1,5}} \cdot n_M & \text{din identitatea criteriilor } We_{AG}. \end{cases} \tag{4.136}$$

ceea ce este, evident, imposibil.

În anumite cazuri, incompatibilitatea criteriilor de similitudine poate fi înlăturată dacă se lucrează în model cu alt fluid decât în prototip. Acest fluid este astfel ales încât să permită egalizarea criteriilor. În alte cazuri se renunță la criteriile nesemnificative pentru procesul concret studiat, asigurându-se astfel similitudinea parțială.

4.2.6.3. METODE DE TRANSPUNERE LA SCARĂ A AMESTECĂTOARELOR INDUSTRIALE

Deoarece realizarea similitudinii totale nu este posibilă, la transpunerea la scară a amestecării trebuie aleasă acea metodă care transpune cel mai bine parametrii optimi semnificativi determinați pe model la scara prototipului industrial. Parametrii semnificativi sunt selectați în funcție de sarcina principală pe care o îndeplineşte amestecătorul.

4.2.6.3.1. Metoda consumului specific de putere constant

Această metodă este recomandată pentru cazurile în care sarcina principală a amestecătorului o reprezintă amestecarea fluidului (omogenizarea lichidelor nemiscibile, obținerea emulsiilor, dispersarea gazelor în lichide, amestecarea pastelor, etc.).

Volumul amestecătorului este multiplicat proporțional cu creşterea de capacitate cerută, puterea necesară amestecării fiind multiplicată cu acelaşi factor.

Din ecuația de definiție a criteriului Eu_{AG} se poate exprima puterea necesară sub forma:

$$N = c \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 = c' \cdot n^3 \cdot d^5 \tag{4.137}$$

Menținerea constantă a consumului specific de putere înseamnă menținerea constantă a raportului putere necesară / unitate de volum, adică:

$$\frac{N_M}{V_M} = \frac{N_P}{V_P} \tag{4.138}$$

Din condiția de similitudine geometrică se poate scrie:

$$\frac{D_P}{D_M} = \frac{d_P}{d_M} = \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{1/3} \tag{4.139}$$

relație în care s-a ținut cont de faptul că volumul este proporțional cu puterea a treia a dimensiunilor liniare. Înlocuind (4.137) în (4.138) se obține:

$$\frac{n_M^3 \cdot d_M^5}{V_M} = \frac{n_P^3 \cdot d_P^5}{V_P} \tag{4.140}$$

Ținând cont de (4.139), din (4.140) se poate exprima turația amestecătorului prototip în funcție de turația amestecătorului model şi de factorul geometric de scară:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{-2/9} \tag{4.141}$$

Se poate constata că, pentru a păstra constant raportul putere/unitate de volum, turația agitatorului prototip trebuie să fie mai mică decât cea a modelului, evident dacă $V_P > V_M$.

4.2.6.3.2. Metoda coeficientului de transfer de căldură constant

Acest criteriu de transpunere la scară se utilizează atunci când sarcina primordială a agitatorului o reprezintă îndepărtarea căldurii de proces. Este cazul frecvent întâlnit al reactoarelor tip vas cu manta (sau cu serpentină), prevăzute cu dispozitive mecanice de agitare a masei de reacție. Dacă reacțiile sunt puternic exoterme, aceste reactoare trebuie să asigure îndepărtarea căldurii degajate cu o viteză suficient de mare pentru a nu periclita integritatea produsului obținut (evitarea degradării termice) şi pentru a nu permite apariția unor reacții secundare (evitarea scăderii randamentului şi productivității reactorului).

Valoarea coeficientului individual de transfer de căldură, α, este determinată in primul rând de intensitatea agitării. Corelația între coeficientul de transfer termic şi intensitatea agitării poate fi redată printr-o ecuație criterială, de exemplu prin intermediul ecuației criteriale a lui *Chapman*:

$$\mathrm{Nu} = K \cdot (\mathrm{Re}_{AG})^{0,65} \cdot (\mathrm{Pr})^{0,33} \cdot \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_p}\right)^{0,24} \quad \text{sau:}$$
$$\frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = K \cdot \left(\frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu}\right)^{0,65} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}\right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,24} \tag{4.142}$$

în care D reprezintă diametrul recipientului [m], d este diametrul agitatorului [m], n este turația agitatorului [rot/s], λ este conductivitatea termică a lichidului [W.m^{-1}.K^{-1}], c_p reprezintă capacitatea termică masică medie a lichidului [J.kg^{-1}.K^{-1}], μ este viscozitatea dinamică a lichidului în volumul masei de reacție [Pa.s], μ_p este viscozitatea

dinamică a lichidului la perete [Pa.s], ρ este densitatea lichidului [kg/m^3], iar K este un coeficient dependent de tipul agitatorului utilizat.

Ecuația (4.142) poate fi pusă sub forma:

$$\alpha = K' \cdot D^{-1} \cdot d^{1,3} \cdot n^{0,65} \quad (4.143)$$

coeficientul K' înglobând şi proprietățile lichidului. Condiția de menținere constantă a coeficientului de transfer termic atât în model cât şi în prototip poate fi scrisă matematic sub forma:

$$D_M^{-1} \cdot d_M^{1,3} \cdot n_M^{0,65} = D_P^{-1} \cdot d_P^{1,3} \cdot n_P^{0,65} \quad (4.144)$$

Ținând cont de existența similitudinii geometrice, ecuația (4.144) se mai poate scrie:

$$D_M^{-1} \cdot d_M^{1,3} \cdot n_M^{0,65} = D_M^{-1} \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{-1/3} \cdot d_M^{1,3} \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{1,3/3} \cdot n_P^{0,65} \quad (4.145)$$

din care rezultă:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{-0,15} \quad (4.146)$$

Atingându-se acelaşi coeficient de transfer termic şi în prototip, dispozitivele pentru evacuarea căldurii (manta, serpentine, etc.) vor trebuie mărite ca suprafață de transfer, deoarece degajarea de căldură creşte proporțional cu raportul V_P/V_M, în timp ce aria suprafeței recipientului creşte proporțional cu numai $(V_P/V_M)^{2/3}$. Pentru asigurarea suprafeței necesare de transfer termic se adaugă serpentine suplimentare în recipient. Când acest lucru nu este posibil, se adaugă schimbătoare de căldură exterioare şi un sistem de circulație a fluidului (pompă, conducte, armături) din recipient prin schimbător şi înapoi în recipient.

4.2.6.3.3. Metoda coeficientului de transfer de masă constant

Această metodă se utilizează în cazul transpunerii la scară a bioproceselor aerobe care decurg în reactoare cu agitare mecanică. Condiția pusă este aceea ca valoarea coeficientului volumic de transfer de masă al oxigenului să fie aceeaşi atât în model cât şi în prototip.

Pentru calculul coeficientului volumic de transfer de masă al oxigenului se utilizează relații de forma:

$$k_L \cdot a = c \cdot \left(\frac{N_G}{V_L}\right)^{a1} \cdot v_{SG}^{a2} \quad (4.147)$$

în care k_L este coeficientul de transfer de masă al oxigenului raportat la faza lichidă [m/s], a este aria interfacială specifică gaz – lichid [m^2/m^3], $k_l.a$ este coeficientul volumic de transfer de masă al oxigenului [s^{-1}], N_G este consumul de putere în sistemul gaz – lichid [W], V_L este volumul fazei lichide din amestecător [m^3], iar v_{SG} este viteza superficială a fazei gazoase [m/s]. Valorile exponenților a_1 şi a_2 sunt funcție de volumul de lichid din amestecător (deci de scara de operare), aşa cum reiese din tab. 4.15.

Tab. 4.15. Influența scării de operare asupra exponenților ecuației (4.147)

Volumul fazei lichide [m^3]	a_1	a_2
0,005	0,95	0,67
0,5	0,6 – 0,7	0,67
50	0,4 – 0,5	0,67
0,002 – 2,6 (sistem coalescent)	0,4	0,50

Presupunând că numerele Eu_{AG} şi Re_{AG} nu se modifică cu scara de operare, atunci este valabilă egalitatea:

$$\left(Re_{AG}\right)_P = \left(Re_{AG}\right)_M \cdot \left(\frac{v_{SG,M}}{v_{SG,P}}\right)^{b_1/b_2} \tag{4.148}$$

iar coeficientul volumic de transfer al oxigenului este dat de relațiile:

$$\begin{aligned}(k_L \cdot a)_M &= c_1 \cdot \left(Re_{AG}\right)_M^{b_1} \cdot v_{SG,M}^{b_2}\\ (k_L \cdot a)_P &= c_2 \cdot \left(Re_{AG}\right)_P^{b_1} \cdot v_{SG,P}^{b_2}\end{aligned} \tag{4.149}$$

Pe baza relațiilor (4.149), punând condiția egalității coeficienților volumici de transfer ai oxigenului, rezultă:

$$c_1 \cdot \left(\upsilon_M \cdot n_M \cdot d_M^2\right)^{b_1} \cdot v_{SG,M}^{b_2} = c_2 \cdot \left(\upsilon_P \cdot n_P \cdot d_P^2\right)^{b_1} \cdot v_{SG,P}^{b_2} \tag{4.150}$$

Din (4.150) şi ecuația care descrie similitudinea geometrică (4.139) se obține, în ipoteza egalității vitezelor superficiale a gazului în model şi în prototip:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{-2/3} \tag{4.151}$$

Deoarece datele experimentale arată că viteza superficială a gazului în reactorul industrial poate fi cu până la un ordin de mărime decât cea la scară de laborator, relația care corelează turația agitatorului prototip cu turația agitatorului model şi cu factorii geometrici capătă forma:

$$n_P = \frac{c_1}{c_2} \cdot n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{-2/3} \cdot \frac{v_{SG,M}}{v_{SG,P}} \tag{4.152}$$

Metoda prezintă şi alte inconveniente: parametrii hidrodinamici variază pe înălțimea bioreactorului în cazul fluidelor nenewtoniene, proprietățile fizice ale biofluidului (viscozitate, tensiune superficială) se modifică în timpul fermentării, efectul tensiunii superficiale a lichidului asupra coeficientului volumic de transfer al oxigenului este dependent de scară. Biosinteza streptomicinei, respectiv a penicilinei pot fi transpuse la scară prin această metodă dacă viteza barbotării gazului şi turația agitatorului sunt astfel alese încât valorile coeficienților volumici de transfer ai oxigenului să fie mai mari de 0,138 s^{-1} (500 h^{-1}).

4.2.6.3.4. Metoda vitezei periferice a agitatorului constante

Utilizarea acestui criteriu în transpunerea la scară a amestecătoarelor conduce la menținerea constantă a forțelor de forfecare în lichid. Acest lucru este indicat atunci când se aşteaptă menținerea aceleiaşi distribuții a gazului în lichid, sau când se urmăreşte menținerea particulelor solide în suspensie. De asemenea, criteriul este utilizat în transpunerea la scară a bioreactoarelor cu agitare mecanică a biomasei, în cazurile în care este luată în considerare sensibilitatea la forfecare a microorganismelor utilizate.

În condițiile menținerii similitudinii geometrice, descrisă de ecuația (4.139), se poate scrie condiția de egalitate a vitezelor periferice pentru amestecătorul model (s_M) şi prototip (s_P):

$$\begin{aligned}s_M &= \pi \cdot n_M \cdot d_M\\ s_P &= \pi \cdot n_P \cdot d_P\\ n_M \cdot d_M &= n_P \cdot d_P\end{aligned} \tag{4.153}$$

Din (4.139) şi (4.153 c) se deduce turația amestecătorului prototip:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M} \right)^{-1/3} \tag{4.154}$$

Această metodă, deşi recomandată de producătorii de echipamente pentru amestecare, este mult contestată, pe considerentul că în acest caz nu se respectă egalitatea nici unui criteriu de similitudine (Re_{AG}, Fr_{AG}, We_{AG}) între modelul experimental de laborator şi prototipul industrial.

4.2.6.3.5. Metoda debitului specific de pompare constant

Acest criteriu poate fi luat în considerare atunci când se consideră că timpul de amestecare este un factor esențial al procesului.

Debitul de fluid pompat de un agitator este dat de ecuația:

$$m_V = k \cdot n \cdot d^3 \tag{4.155}$$

în care *k* este un coeficient specific fiecărui tip de agitator.

Punând condiția debitului de pompare specific constant:

$$\frac{(m_V)_M}{V_M} = \frac{(m_V)_P}{V_P} \tag{4.156}$$

din (4.155) şi (4.156) rezultă:

$$(m_V)_P = \frac{V_P}{V_M} \cdot (m_V)_M = k \cdot \frac{V_P}{V_M} \cdot n_M \cdot d_M^3 = k \cdot n_P \cdot d_P^3 \tag{4.157}$$

Combinând ecuația (4.157) cu ecuația (4.139) care descrie similitudinea geometrică, se obține:

$$n_P = n_M \tag{4.158}$$

ceea ce înseamnă că debitul specific pompat de agitator se menține constant în condițiile asigurării similitudinii geometrice şi la aceeaşi turație a agitatorului şi în model, şi în prototip.

La creşterea scării la care se desfăşoară procesul, timpul necesar amestecării pentru obținerea aceluiaşi efect în prototip ca şi în model creşte, după cum reiese si din datele prezentate în tab. 4.16.

Tab. 4.16. Modificarea timpului de amestecare cu scara de desfăşurare a procesului

Volumul de lichid [m³]	**Timpul de amestecare, *t* [s]**
0,01	1 – 5
0,05	2,2
1,0	20
1,8	29
60	67
100	100
120	140

Jansen propune o relație de calcul a timpului de amestecare a fluidului de biosinteză a penicilinei în bioreactoare agitate mecanic de diferite capacități:

$$t = 0{,}6 n^{-1} \cdot (\mathrm{Eu}_{AG})^{-1/3} \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^{-3} \cdot \left(\frac{H}{D} \right) \cdot \left(\frac{b}{D} \right)^{-2/3} \tag{4.159}$$

Timpul de amestecare măsurat în bioreactoare cu capacități cuprinse între 1,4 – 190 m^3 este de 2 – 3 ori mai mare decât cel calculat cu relația (4.159).

4.2.6.3.6. Metoda de transpunere la scară a lui *Rushton*

Pentru compararea agitării din două vase, în lipsa posibilităților de măsurare directă sau de comparare, se pot utiliza metodele comparării coeficienților de transfer sau a vitezelor de reacție. Pentru corelarea agitării cu coeficienții de transfer, se reprezintă grafic, în coordonate logaritmice, criteriul Re_{AG} în funcție de un grup adimensional care conține coeficienții de transfer (de masă sau de căldură), difuzivitatea mediului fluid şi proprietățile sale fizice (fig. 4.39).

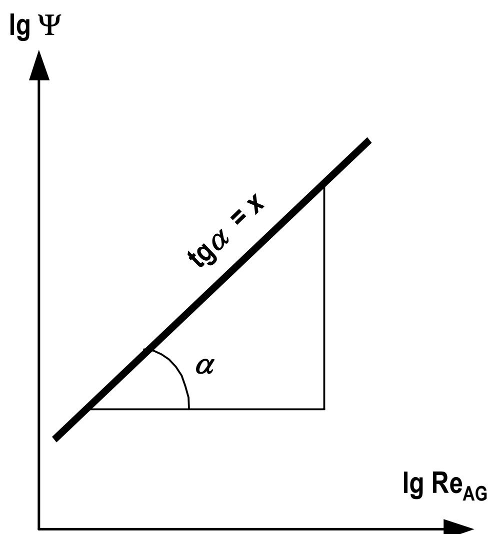


Fig. 4.39. Diagramă pentru corelarea agitării cu proprietățile fluidului, în condiții de turbulență ridicată

În condiții de turbulență deplin dezvoltată, corelația se poate scrie sub forma generală:

$$C \cdot \left(\mathrm{Re}_{AG}\right)^x = \Psi \qquad (4.160)$$

funcția Ψ având forma:

$$\Psi = \left(\frac{\alpha \cdot d}{\lambda}\right) \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}\right)^{-p} = \mathrm{Nu} \cdot \mathrm{Pr}^{-p} \qquad (4.161)$$

în cazul transferului de căldură, respectiv:

$$\Psi = \left(\frac{k_L \cdot d}{D_{A,B}}\right) \cdot \left(\frac{\mu}{\rho \cdot D_{A,B}}\right)^{-q} = \mathrm{Sh} \cdot \mathrm{Sc}^{-q} \qquad (4.162)$$

în cazul transferului de masă.

În ecuațiile (4.161) – (4.162) s-au folosit următoarele notații: α - coeficientul parțial de transfer termic [W.m^{-2}.K^{-1}]; λ - coeficientul de conductivitate termică [W.m^{-1}.K^{-1}]; d – lungimea caracteristică (diametrul agitatorului) [m]; c_p – capacitatea termică masică a fluidului [J.kg^{-1}.K^{-1}]; μ - viscozitatea dinamică a fluidului [Pa.s]; k_L – coeficientul individual de transfer de masă raportat la filmul de lichid [m/s]; $D_{A,B}$ – coeficientul de difuziune [m^2/s]; ρ - densitatea fluidului [kg/m^3].

Panta x a corelării amestecării este constantă doar în cazul convecției forțate, respectiv la valori Re_{AG} relativ ridicate. Pentru obținerea aceluiaşi efect de amestecare, trebuie ca aceleaşi valori α , respectiv k_L, să se obțină atât în model, cât şi în prototip, care sunt similare din punct de vedere geometric. Din ecuațiile (4.161) – (4.162), coeficientul individual de transfer termic, respectiv coeficientul individual de transfer de masă pot fi exprimate în funcție de diametrul agitatorului şi de turația acestuia, în condițiile în care toate celelalte mărimi fizice (λ, c_p, $D_{A,B}$, ρ, μ) rămân constante:

$$\begin{aligned} \alpha \cdot d = C \cdot d^{2x} \cdot n^x &\Leftrightarrow \alpha = C \cdot d^{(2x-1)} \cdot n^x \\ k_L \cdot d = C \cdot d^{2x} \cdot n^x &\Leftrightarrow k_L = C \cdot d^{(2x-1)} \cdot n^x \end{aligned} \qquad (4.163)$$

Agitarea în model şi în prototip este corelată atunci când:

$$\alpha_M = \alpha_P \quad \text{sau} \quad k_{L,M} = k_{L,P} \qquad (4.164)$$

În aceste condiții, din (4.163) se poate scrie:

$$d_M^{(2x-1)} \cdot n_M^x = d_P^{(2x-1)} \cdot n_P^x \Leftrightarrow \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^x = \left(\frac{d_M}{d_P}\right)^{(2x-1)} \Leftrightarrow \frac{n_P}{n_M} = \left(\frac{d_M}{d_P}\right)^{\frac{2x-1}{x}} \qquad (4.165)$$

Din (4.165) şi (4.139) se poate exprima n_P în funcție n_M şi de raportul geometric model/prototip:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{d_M}{d_P}\right)^{\frac{2x-1}{x}} = n_M \cdot \left(\frac{V_M}{V_P}\right)^{\frac{2x-1}{3x}} = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{\frac{1-2x}{3x}} \quad (4.166)$$

Se poate constata că turația agitatorului în prototip, pentru a induce aceeaşi agitare ca şi în model, este puternic dependentă de panta de corelare a amestecării, *x*. Ținând cont de proporționalitatea care există între puterea necesară amestecării (*N*) şi puterea a 3-a a turației, respectiv puterea a 5-a a diametrului agitatorului, din (4.166) se poate scrie:

$$N_P = N_M \cdot \left(\frac{d_M}{d_P}\right)^{\frac{6x-3}{x}} \cdot \left(\frac{d_P}{d_M}\right)^5 = N_M \cdot \left(\frac{d_P}{d_M}\right)^{\frac{3-x}{x}} = N_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{\frac{3-x}{3x}} \quad (4.167)$$

În graficul din fig. 4.40 este redată corelația care există între panta *x* şi raportul $(N/V)_M/(N/V)_P$. Cifrele de pe curbe indică valoarea raportului de scară, d_P/d_M. Analizând datele din grafic, se poate constata că raportul “putere pe unitate de volum” se menține constant, indiferent de scara la care este transpus amestecătorul, doar la valoarea *x* = 0,75. Dacă *x* < 0,75 este neeconomic să se lucreze în amestecătoare de volum mare, şi viceversa.

Exponentul de corelare la amestecare (*x*) este o funcție de forma recipientului, tipul agitatorului, precum şi de forma şi modul de amplasare al amenajărilor interioare (şicane, serpentine, etc.). Ca urmare, având în vedere importanța acestei valori, este necesar ca încă din amestecătorul model să se găsească aranjamentul interior optim pentru maximizarea valorii lui *x*.

După datele lui *Rushton*, în cazul agitatoarelor cu palete în vase cu serpentină, exponentul de corelare al amestecării ia valoarea *x* = 0,67 pentru procesele de încălzire.

Pentru procesele de încălzire care decurg în recipiente prevăzute cu amestecătoare turbină cu palete drepte introduse în tuburi cilindrice de tiraj, exponentul de corelare al amestecării ia valori cuprinse între0,67 şi 1,0.

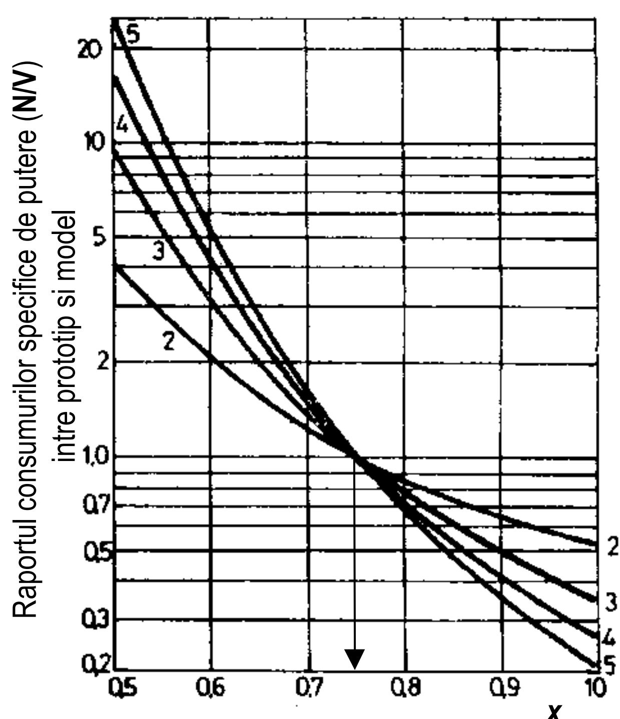


*Fig. 4.40. Corelația dintre exponentul de corelare a amestecării, **x**, şi consumul specific de putere (**N/V**), la diferite valori ale rapoartelor de scară*

4.2.6.3.7. Observații referitoare la metodele de transpunere la scară

Metodele de transpunere la scară prezentate conduc la relații diferite între turația agitatorului prototip şi turația agitatorului model. Toate aceste relații au forma generală:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{\psi} \quad (4.168)$$

unde exponentul ψ variază între 0 şi –2/3, în funcție de criteriul adoptat pentru transpunerea la scară. Aparent, diferitele criterii aplicate sunt în bună concordanță, prin prisma variației exponentului ψ. Totuşi, transpunerea la scară conduce la diferențe semnificative între turațiile calculate pentru prototip, în funcție de metoda de transpunere la scară utilizată. De exemplu, un recipient pilot cu volumul de 40 dm^3 lucrează satisfăcător cu un agitator având turația de 2 rot/s. Prin transpunere la scară, un recipient industrial având volumul de 40 m^3 (deci de 1000 de ori mai mare decât modelul) poate opera cu o turație a agitatorului cuprinsă între 2 şi 0,01 rot/s, în funcție de metoda de transpunere la scară aleasă.

Deseori se utilizează o combinare a diferitelor criterii pentru transpunerea la scară. In cazul bioreactoarelor cu agitare mecanică, de exemplu, se utilizează viteza periferică a agitatorului (peste 3 m/s), consumul specific de putere (în jur de 2 kW/m^3) şi intensitatea aerării (circa 0,01 $m^3/m^3.s$).

Alegerea criteriului utilizat pentru transpunerea la scară trebuie făcută cu atenție şi întotdeauna trebuie verificat ca puterea rezultată pentru prototip şi turația agitatorului în prototip să aibă valori rezonabile şi pertinente.

De regulă, într-un recipient cu volum mic se poate introduce o putere specifică mult mai mare decât ar fi posibil economic sau chiar tehnic într-un recipient de volum mare. Datorită acestui fapt se poate ajunge uneori la imposibilitatea transpunerii la scară. De exemplu, este destul de des întâlnită situația în care, într-un recipient de laborator de 1 dm^3 să se folosească un agitator de 250 W, pentru ca lichidul din recipient să fie "agitat energic". Prin transpunere la scară, într-un prototip de 40 m^3 care utilizează acelaşi consum de putere pe unitatea de volum, se ajunge la un agitator care ar avea o putere de 10 000 000 W (10 MW). Ori, o astfel de putere este mai curând potrivită pentru punerea în mişcare a unui vapor, decât pentru amestecarea unui lichid într-un recipient cilindric de 3 m diametru şi 6 m înălțime. Practica arată că pentru un astfel de recipient, un agitator de 200 kW este mai mult decât suficient, ceea ce este echivalent cu un consum de putere de numai 5 W în recipientul de laborator. Se poate deci observa că în model puterea necesară amestecării a fost de 50 de ori mai mare decât cea efectiv necesară.

Aceste mici exemple arată dificultatea transpunerii la scară a recipientelor în care se realizează amestecarea, fie că sunt amestecătoare propriu-zise, vase de reacție cu agitare, sau echipamente de transfer de masă şi/sau căldură. De aceea, este nevoie de mult discernământ în alegerea metodei de transpunere la scară, iar întotdeauna rezultatele obținute trebuie comparate cu datele practice existente.

4.2.7. ASPECTE PARTICULARE ALE AMESTECĂRII ÎN MEDIU LICHID

Amestecarea este un proces complex, asupra căruia intervin o multitudine de factori, influența unora dintre aceştia nefiind nici la ora actuală pe deplin elucidată. Procesul de amestecare este esențial influențat de natura fazelor care se supun amestecării, precum şi de forma sub care se regăsesc în final componenții amestecului: soluție, suspensie, emulsie, pastă, spumă, etc. În cele ce urmează vor fi analizate procesele de amestecare prin prisma factorilor predominanți care concură la obținerea unui anumit tip de amestec, omogen sau neomogen.

4.2.7.1. AMESTECAREA SISTEMELOR BIFAZICE LICHID – SOLID. FORMAREA SUSPENSIILOR

O suspensie este un amestec eterogen alcătuit dintr-o fază lichidă continuă şi o fază discontinuă solidă. Faza solidă este dispersată sub formă de granule având o anumită geometrie şi un anumit spectru granulometric (distribuție a dimensiunilor). Aducerea solidelor în suspensie este o etapă premergătoare a unui proces de dizolvare, a unui proces de extracție lichid – solid, a unui proces de hidrotransport sau a unui proces chimic.

4.2.7.1.1. Mecanismul formării suspensiilor

Se consideră o particulă solidă, sferică, de diametru d_p şi densitate ρ_p imersată într-un lichid a cărui densitate este ρ_l. În câmp de forțe gravitațional, în absența mişcării lichidului, particula solidă:

- sedimentează, respectiv se deplasează în sens descendent, către fundul recipientului, dacă $\rho_P > \rho_l$;
- flotează, respectiv se deplasează în sens ascendent, către suprafața lichidului, dacă $\rho_p < \rho_l$;
- rămâne în echilibru indiferent cu lichidul, dacă $\rho_p = \rho_l$.

Imprimând fazei lichide o mişcare prin intermediul unui agitator, particulele solide pentru care $\rho_p \neq \rho_l$, sunt aduse în starea de suspensie. Suspendarea particulei are loc atunci când energia introdusă de agitator în lichid compensează energia disipată prin sedimentarea sau flotarea particulelor solide. Acest concept de echilibru energetic este destul de simplist, întrucât se neglijează aici o serie de consumuri energetice importante: pentru recircularea lichidului, pentru învingerea frecărilor interne din lichid, pentru învingerea frecării lichidului cu peretele recipientului.

Modelarea matematică a amestecării în sisteme lichid – solid este practic imposibilă, lipsind o metodă riguroasă de corelare a parametrilor curgerii (profilele vitezelor, vitezele fluctuante, vitezele disipării energiei) de la baza recipientului, unde sunt suspendate particulele solide, cu valorile aceloraşi parametrii la agitator.

În practică este important de ştiut care este consumul de putere necesar pentru **suspendarea completă** a particulelor, respectiv care este turația minimă necesară atingerii stării de suspensie completă pentru o anumită configurație (recipient – agitator – amenajări interioare) a amestecătorului. De asemenea, în unele cazuri este necesară cunoaşterea aceloraşi parametrii (putere, respectiv turație) necesari realizării unei **suspensii omogene**.

Condiția de **suspendare completă**, introdusă de *Zwietering* cere ca nici o particulă solidă să nu staționeze la fundul recipientului un timp mai mare de 1 secundă. Această condiție mai este cunoscută în literatură şi sub denumirea de "**criteriul 1 s**". La turații ale agitatorului mai mici decât cea necesară pentru atingerea condițiilor de suspendare completă, suprafața particulelor solide nu este accesibilă în totalitate proceselor de transfer de masă şi transfer de căldură. Creşterea turației peste valoarea necesară suspendării complete nu duce la creşterea semnificativă a proceselor de transfer, dar creşte semnificativ consumul de putere.

Pentru o mai bună caracterizare a formării suspensiilor, *Chudacek* introduce conceptul de "**turație de suspendare 98%**", care desemnează turația amestecătorului la care 98% din particulele solide sunt suspendate. Conform datelor sale (fig. 4.41), 98% din particulele solide sunt suspendate la înălțimea de 0,415D cu un consum de putere specifică de 243 W/m^3. Creşterea înălțimii de suspendare la 0,75D, când se atinge suspendarea completă, şi în continuare la 0,9D, necesită o creştere a puterii cu 310%, respectiv cu 450% față de puterea necesară realizării suspensiei 98%. Cu această mare cheltuială energetică au fost trecute în suspensie doar ultimele două procente de particule solide.

Condiția de **suspendare omogenă** reprezintă acea stare (turație a agitatorului, putere necesară, etc.), pentru care suspensia rezultată este omogenă, respectiv pentru care concentrația particulelor solide suspendate în lichid este uniformă în întregul recipient. Evident, această condiție este îndeplinită cu un consum de putere sporit comparativ cu suspendarea completă, fără a aduce însă vreun câştig semnificativ în ceea ce priveşte intensificarea proceselor de transfer sau de transformare.

4.2.7.1.2. Proprietățile suspensiilor

Dintre proprietățile suspensiilor, în procesele de amestecare este importantă cunoaşterea concentrației, a densității şi a viscozității acestora.

Concentrația suspensiilor se exprimă cel mai frecvent sub forma fracțiilor masice (φ_M) sau a fracțiilor volumice (φ_V):

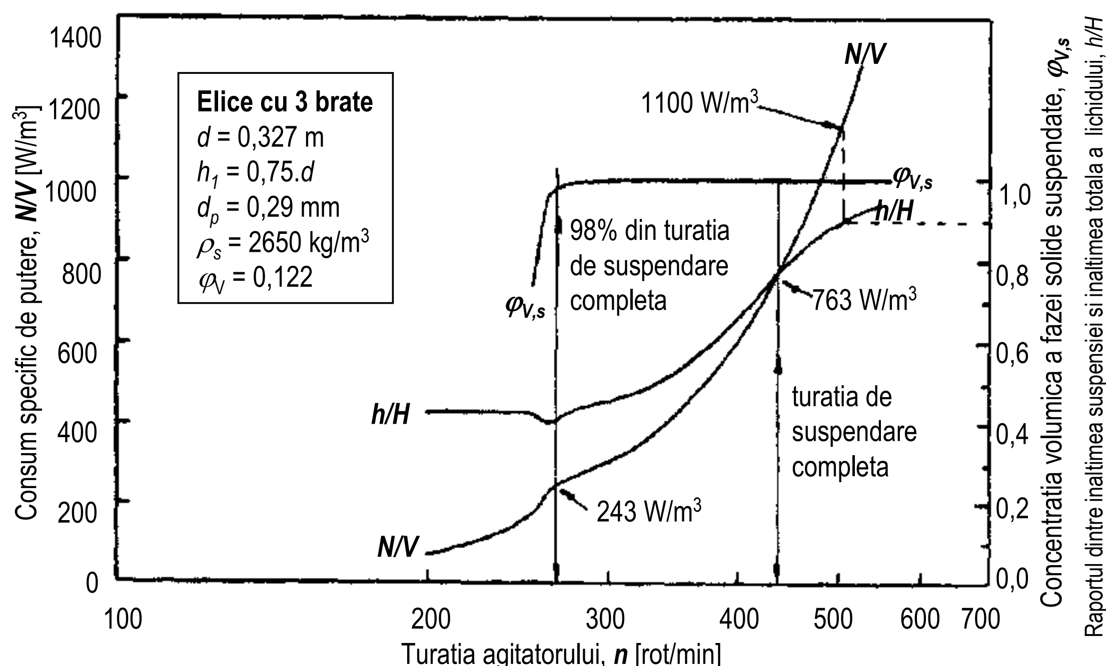


Fig. 4.41. Caracteristici de putere şi de suspendare pentru un amestecător tip elice cu 3 braţe
D – diametrul recipientului; d – diametrul agitatorului; h_1 – distanţa de la agitator la fundul vasului; H – înălţimea totală a lichidului; h – înălţimea suspensiei; d_p – diametrul particulelor solide; φ_V – concentraţia volumică medie a fazei solide; ρ_s – densitatea fazei solide; $\varphi_{V,s}$ – fracţia volumică de solid suspendată; N – puterea necesară; V – volumul masei de reacţie; n – turaţia agitatorului.

$$\varphi_M = \frac{m_{[]s}}{m_{[]s} + m_{[]l}} \quad \text{[kg solid / kg suspensie]}$$
$$\varphi_V = \frac{V_{[]s}}{V_{[]s} + V_{[]l}} \quad [\text{m}^3 \text{ solid / m}^3 \text{ suspensie}] \tag{4.169}$$

Densitatea suspensiilor poate fi calculată în funcţie de densitatea celor două faze şi de concentraţia suspensiei, prin intermediul relaţiei:

$$\frac{1}{\rho_{susp}} = \frac{\varphi_M}{\rho_s} + \frac{1-\varphi_M}{\rho_l} \quad [\text{kg/m}^3] \tag{4.170}$$

în care ρ_{susp}, ρ_s, ρ_l reprezintă respectiv densitatea suspensiei, a solidului şi a lichidului.

Viscozitatea dinamică a suspensiilor este influenţată atât de conţinutul de fază solidă, cât şi de raportul densităţilor celor două faze.

În cazul suspensiilor diluate, a căror concentraţie volumică a fazei solide este de sub 10%, se poate utiliza relaţia dedusă pe baze teoretice de către *Einstein*:

$$\mu_r = \frac{\mu_{susp}}{\mu_l} = 1 + 2{,}5 \cdot \varphi_V \quad \text{[adimensional]} \tag{4.171}$$

în care μ_r este viscozitatea relativă [adimensinală]; μ_{susp} este viscozitatea suspensiei [Pa.s]; μ_l este viscozitatea lichidului pur [Pa.s]; φ_V este fracţia volumică a fazei solide [kg solid / kg suspensie].

Pentru suspensii cu până la 25 – 30% vol de fază solidă se poate aplica relația lui *Weinspach*:

$$\mu_r = \frac{\mu_{susp}}{\mu_l} = \frac{0,59}{\left(0,77 - \varphi_V\right)^2} \tag{4.172}$$

sau a lui *Eilers*:

$$\mu_r = \frac{\mu_{susp}}{\mu_l} = \left[1 + 1,25 \cdot \varphi_V \cdot \left(1 + \frac{\varphi_V}{0,74}\right)^{-1}\right]^2 \tag{4.173}$$

ambele obținute prin corelarea datelor experimentale.

Datele experimentale ale lui *Magnusson* şi ale lui *Metzner* şi *Otto* arată, la concentrații ridicate de material solid, abateri mai mari sau mai mici de la aceste relații de calcul (fig. 4.42). La concentrații ale fazei solide de peste 25% vol, datele experimentale ale lui *Jinescu* şi acelea ale lui *Nienow* indică abateri considerabile față de relațiile (4.171) – (4.173).

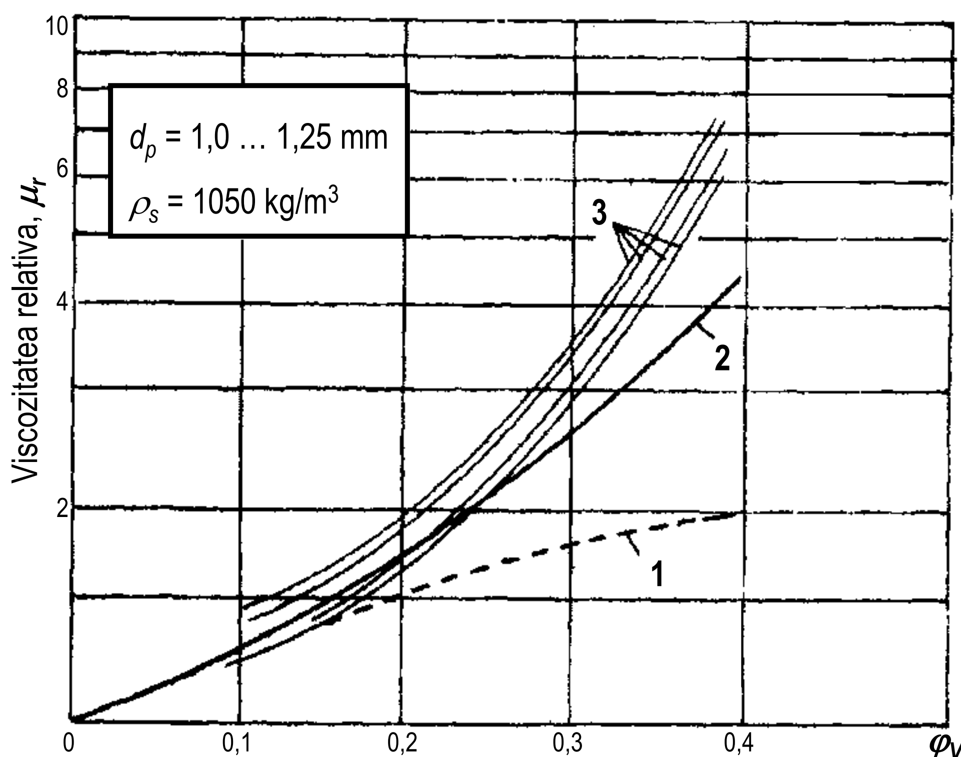


Fig. 4.42. Viscozitatea relativă a suspensiilor în funcție de concentrația volumică a particulelor solide: 1 – relația lui Einstein; 2 – relațiile lui Weinspach şi Eilers; 3 – datele lui Magnusson şi ale lui Metzner şi Otto

4.2.7.1.3. Turația minimă necesară suspendării complete a particulelor solide

Pentru determinarea turației minime necesare atingerii stării de suspensie completă, au fost efectuate numeroase studii experimentale şi au fost elaborate numeroase teorii pornind de la diverse premize. O trecere în revistă a acestora este detaliată în lucrările [51, 57c].

In literatura de specialitate a ultimilor ani, turația minimă necesară suspendării complete a particulelor solide s-a calculat utilizând criterii bazate pe existența a două regimuri hidrodinamice particulă solidă – lichid, regimuri care depind de:

- raportul dintre diametrul particulei şi lungimea caracteristică a turbioanelor, d_p/l_t;
- raportul dintre diametrul particulelor solide şi diametrul recipientului, d_p/D;
- valoarea criteriului *Arhimede*.

Dacă mărimea particulelor solide este comparabilă cu mărimea turbioanelor primare, mecanismul suspendării este dominat de mişcarea acestor turbioane. În cazul particulelor mai mici, mecanismul suspendării este dictat de mişcarea turbioanelor mici şi mijlocii, a căror lungime caracteristică este:

$$l_t = \sqrt[4]{\frac{\upsilon^3}{\varepsilon}} \qquad (4.174)$$

în care υ este viscozitatea cinematică a lichidului [m²/s], iar ε este viteza de disipare a energiei [m²/t³]. După *Ditl* sunt considerate "particule mici", acele particule pentru care $d_p/l_t < 32$, particulele pentru care $d_p/l_t > 32$ fiind considerate "particule mari".

După *Mersmann* există două regimuri diferite ale raportului d_p/D, în care sunt determinante mecanisme diferite (fig. 4.43):

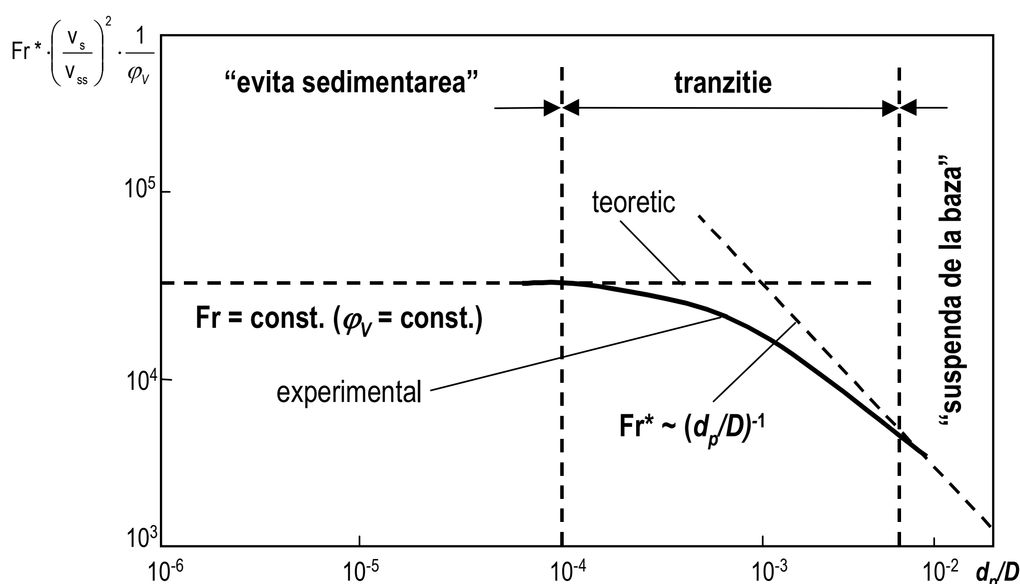


Fig. 4.43. Regimuri hidrodinamice determinate de raportul ***d_p/D*** *pentru suspendarea particulelor solide (d/D = 1/3; diferite agitatoare)*

- la valori $d_p/D < 10^{-4}$ agitatorul are rolul de a "evita sedimentarea", întrucât în recipientele mari, aproape nici o particulă nu atinge baza recipientului.

Turația minimă pentru suspendare completă poate fi calculată din ecuația:

$$\mathrm{Fr}^* = \frac{\rho_l \cdot n^2 \cdot d^2}{d_p \cdot \Delta\rho \cdot g} = 3{,}2(1 + 25 \cdot \varphi_V)^2 \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^4 \cdot \left(\frac{v_{ss}}{v_s}\right)^2 \qquad (4.175)$$

care este valabilă numai pentru particule numai pentru particule mici în recipiente de dimensiuni mari, şi în care, în afara notațiilor cunoscute, v_s şi v_{ss} reprezintă respectiv, viteza de sedimentare a unei singure particule şi viteza de sedimentare a unei aglomerări de particule.

- la valori d_p/D > 6.10^{-3} agitatorul are rolul de a "suspenda particulele de la baza vasului", deoarece în recipientele mici, în special în cazul particulelor mari, aproape toate particulele sunt depozitate la baza vasului.

Turația minimă pentru suspendare completă se calculează în acest caz cu relația:

$$\mathrm{Fr}^* = \frac{n^2 \cdot d^2 \cdot \rho_l}{D \cdot \Delta\rho \cdot g} = 0{,}39 \frac{(1+25 \cdot \varphi_V)^2}{(1+12{,}5 \cdot \varphi_V)} \cdot (1-1{,}7 \cdot \varphi_V) \tag{4.176}$$

valabilă în cazul agitatorului tip elice navală având d/D = 1/3 şi H/D = 1.

De studiul particulelor fine (Ar $\leq$ 40) şi al particulelor mari (Ar > 40) s-au ocupat *Molerus* şi *Latzel*, care au stabilit pentru fiecare caz în parte criteriul teoretic pentru evaluarea vitezei unghiulare minime a agitatorului şi anume: criteriul stratului limită şi respectiv criteriul caracteristicilor de pompare ale unui recipient cu amestecare.

Datorită complexității proceselor hidrodinamice care se petrec în recipientele prevăzute cu agitator mecanic, *Zwietering* aplică analiza dimensională în vederea obținerii unei relații criteriale ai căror coeficienți şi exponenți se determină pe cale experimentală pentru diferite configurații de amestecătoare. Deşi elaborat acum aproape o jumătate de secol (1958), modelul lui *Zwietering* dă rezultatele cele mai apropiate de realitate, fiind confirmat şi de lucrările ulterioare.

Pentru colectarea datelor experimentale, *Zwietering* foloseşte sisteme alcătuite din lichide cu diverse proprietăți fizice şi granule solide având diverse granulații şi densități (tab. 4.17). Comportarea acestor sisteme este studiată în vase cilindrice, cu fund plat, elipsoidal sau conic, având D = 0,154 … 0,600 m şi V = 2,9 … 170 l, prevăzute cu 4 şicane verticale şi echipate cu diverse tipuri de agitatoare: cu 2 brațe (d/b = 2 respectiv 4); turbină cu 6 palete drepte, disc emailat cu nervuri, elice navală cu 3 pale.

Tab. 4.17. Lichide şi particule solide utilizate pentru determinarea turației minime de suspendare completă

Particule solide	**Densitate [kg/m³]**	**Diametrul particulelor solide [μm]**		
Nisip	2600	125 – 150	250 - 350	710 – 850
Sare	2160	125 - 150	150 - 250	250 - 350
Lichide	**Densitate [kg/m³]**	**Viscozitate dinamică [10³ Pa.s]**	**Viscozitate cinematică [10⁶ m²/s]**	
Apă	1000	1,00	1,00	
Acetonă	795	0,31	0,39	
Tetraclorură de carbon	1538	1,00	0,65	
Soluție de carbonat de potasiu	1429	5,00	3,50	
Ulei	838	9,30	11,1	

Se consideră că factorii care determină formarea suspensiei de granule în lichidul agitat sunt cei redați în tab. 4.18.

Pe baza a numeroase încercări sistematice s-a ajuns la următoarea ecuație generală care corelează turația agitatorului cu celelalte mărimi redate în tab. 4.18:

$$n = C \cdot D^{X1} \cdot d^{X2} \cdot d_p^{X3} \cdot \varphi_V^{X4} \tag{4.177}$$

Ecuația este valabilă pentru valori constante ale raportului D/h_1. Experimental s-au stabilit valorile exponenților: X_2 = 0,85; X_3 = 0,2; X_4 = 0,13. Introducând şi mărimile fizice caracteristice, ecuația (4.177) se poate scrie sub forma:

Tab. 4.18. Factori determinanți în formarea suspensiilor de granule solide în lichide agitate mecanic

Parametrul	**Simbol**	**Formulă dimensională**
Diametrul recipientului	D	[L]
Distanța dintre agitator şi fundul recipientului	h_1	[L]
Diametrul agitatorului	d	[L]
Turația agitatorului	n	$[L^{-1}]$
Diametrul particulelor solide	d_p	[L]
Densitatea lichidului	ρ_l	$[M.L^{-3}]$
Densitatea particulelor solide	ρ_s	$[M.L^{-3}]$
Viscozitatea cinematică a lichidului	υ	$[L^2.T^{-1}]$
Fracția masică a solidului	φ_M	adimensional
Accelerația gravitațională	g	$[L.T^{-2}]$

$$n \cdot d^{0,85} = C \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^a \cdot d_p^{0,2} \cdot \varphi_M^{0,13} \cdot \upsilon^{0,1} \cdot \left(\frac{g \cdot \Delta\rho}{\rho_l}\right)^{0,45} \tag{4.178}$$

care poate fi reordonată astfel:

$$\left(\frac{n \cdot d^2}{\upsilon}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot n^2 \cdot d}{g \cdot \Delta\rho}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{d}{d_p}\right)^{0,2} = C \cdot \left(\frac{D}{h_1}\right)^a \cdot \varphi_M^{0,13} \tag{4.179}$$

C şi a fiind coeficienți specifici fiecărui tip de agitator în parte. Ecuația (4.179) poate fi scrisă restrâns şi sub forma:

$$(\mathrm{Re}_{AG})^{0,1} \cdot (\mathrm{Fr}^*)^{0,45} \cdot \left(\frac{d}{d_p}\right)^{0,2} = C \cdot \left(\frac{D}{h_1}\right)^a \cdot \varphi_M^{0,13} \tag{4.180}$$

Notând cu s expresia:

$$s = \frac{n \cdot d^{0,85} \cdot \rho_l^{0,45}}{\upsilon^{0,1} \cdot d_p^{0,2} \cdot (g \cdot \Delta\rho)^{0,45} \cdot \varphi_M^{0,13}} \tag{4.181}$$

şi reprezentând grafic în coordonate logaritmice expresia s în funcție de raportul D/d se obțin drepte a căror pantă depinde de: valoarea raportului D/h_1; valoarea criteriului Eu_{AG}; tipul agitatorului. Câteva astfel de grafice, pentru diferite tipuri de agitatoare, sunt prezentate în fig. 4.44. Abaterea datelor măsurate de la dreptele trasate este mică, arareori depăşind 10%. Diagramele din fig. 4.44 pot fi utilizate şi pentru transpunerea la scară a amestecătoarelor al căror rol primordial este acela de a menține particulele solide în stare suspendată în faza lichidă.

Rieger şi *Ditl* , utilizează tot analiza dimensională, dar deduc ecuațiile de corelare pe baza analizei ecuațiilor constitutive, obținând următoarele corelații:

- pentru particule mari:

$$\mathrm{Fr}^* = 0,51 \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^{-0,18} \quad \text{pentru} \quad \varphi_V = 0,1; \quad \mathrm{Fr}^* = 0,855 \quad \text{pentru} \quad \varphi_V = 0,025; \tag{4.182}$$

- pentru particule fine:

$$\mathrm{Fr}^* = 397 \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right) \quad \text{pentru} \quad \varphi_V = 0,1; \quad \mathrm{Fr}^* = 16,4 \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^{0,6} \quad \text{pentru} \quad \varphi_V = 0,025; \tag{4.183}$$

Criteriul Fr* are aceeaşi expresie ca şi în modelul lui *Zwietering* şi în expresia sa apare aşa-numita "acceleraţie gravitaţională aparentă", care ţine seama de influenţa diferenţei dintre densităţile particulelor solide şi lichidului asupra vitezei de sedimentare:

$$g_a = g \cdot \frac{(\rho_s - \rho_l)}{\rho_l} = \frac{g \cdot \Delta\rho}{\rho_l} \quad [\mathrm{m/s^2}] \qquad (4.184)$$

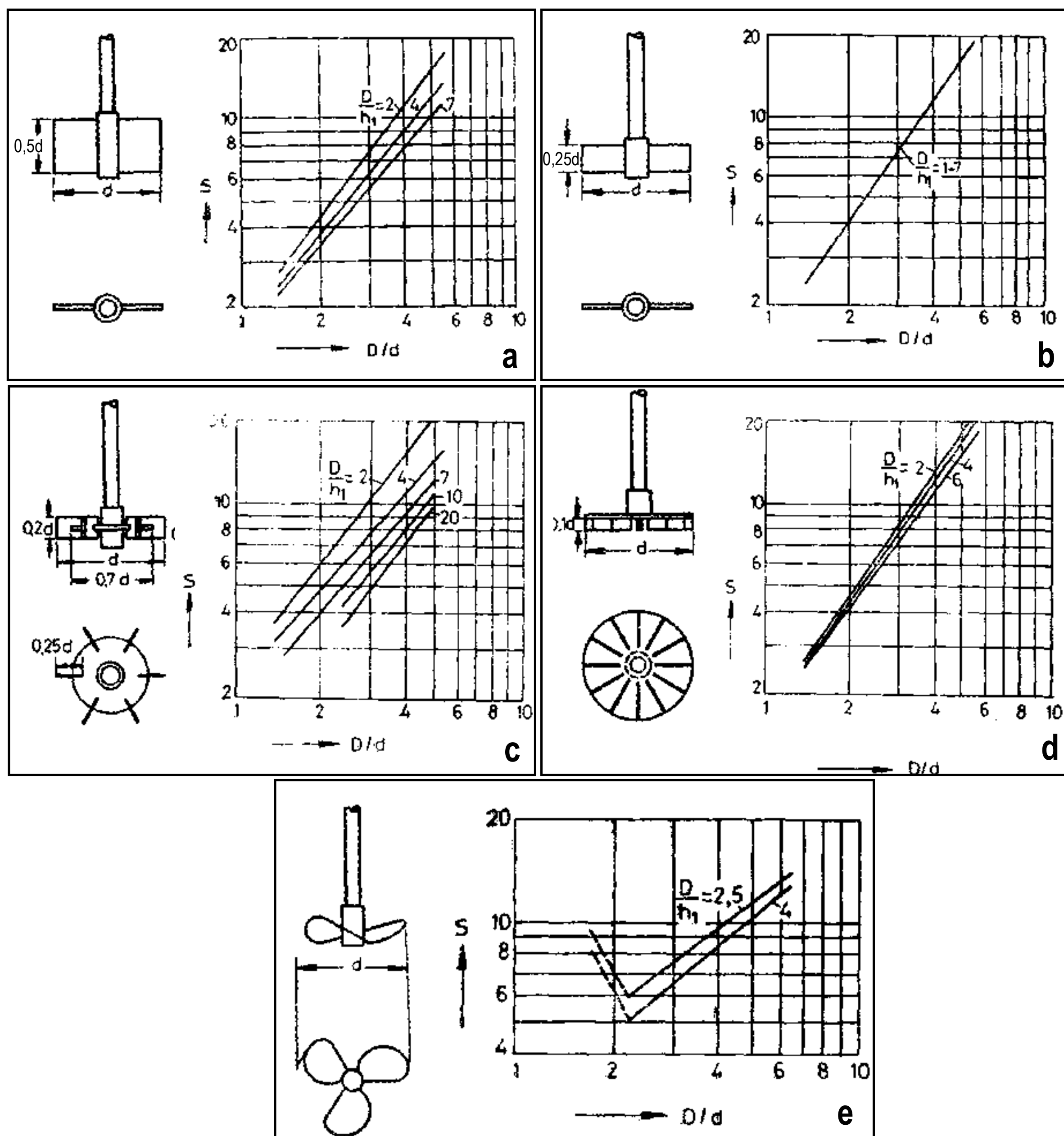


Fig. 4.44. Diagrame pentru determinarea turaţiei necesare suspendării complete după metoda Zwietering: a – agitator cu 2 palete (b = 0,5d), Eu_{AG} = 5,9; b – agitator turbină cu 6 palete drepte, Eu_{AG} = 6,2; c – agitator cu 2 palete (b = 0,25d), Eu_{AG} =2,5; d – agitator cu disc emailat, Eu_{AG} = 4,6; e – agitator elice navală cu 3 palete, Eu_{AG} = 0,5.

Pentru realizarea suspensiilor în recipiente sferice pline, prevăzute cu şicane radiale şi con central, echipate cu agitatoare cu 6 braţe înclinate la 45^0 (fig. 4.45), *Tacă* obţine prin analiză dimensională şi corelarea datelor experimentale, o ecuaţie similară cu ecuaţia (4.178) a lui *Zwietering*:

$$n \cdot d^{0,9} = 2{,}45 \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^{0,3} \cdot d_p^{0,15} \cdot \varphi_V^{0,12} \cdot \upsilon^{0,1} \cdot \left(\frac{g \cdot \Delta\rho}{\rho_l}\right)^{0,45} \cdot h_1^{0,1} \qquad (4.185)$$

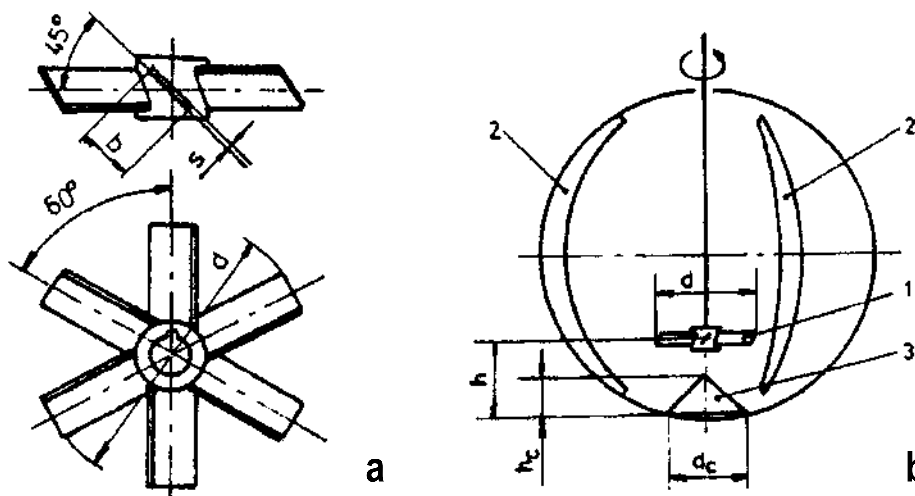


Fig. 4.45. Recipient sferic cu şicane radiale şi con central, prevăzut cu amestecător cu 6 braţe înclinate la 45⁰: a – amestecător: b = 0,2d; s = 0,5 mm; b – recipient sferic: 1 – amestecător; 2 – şicane; 3 – con central; h_c = 0,15D; d_c = 0,25D

4.2.7.1.4. Turaţia minimă necesară realizării suspensiilor omogene

Problema determinării turaţiei minime necesare realizării unei suspensii omogene şi implicit a puterii necesare realizării unei astfel de suspensii, deşi abordată în literatura de specialitate, nu a condus la obţinerea unor rezultate satisfăcătoare.

Abordările teoretice, care în majoritatea cazurilor se bazează pe întocmirea unui bilanţ energetic în care energia introdusă de amestecător în fluid echilibrează energia disipată prin sedimentarea particulelor solide, introduc multe ipoteze simplificatoare, unele destul de îndepărtate de realitate. Aceste modele se apropie de realitate în cazul suspensiilor concentrate, când energia disipată pentru recircularea lichidului, pentru învingerea frecărilor interne din lichid şi pentru învingerea frecării lichidului cu peretele recipientului pot fi neglijate în raport cu energia consumată pentru sedimentarea particulelor solide. Dintre modelele propuse se pot menţiona cele ale lui *Musil* şi *Vlk*, valabile pentru suspensii bogate în fază solidă. În ipoteza neglijării pierderilor de energie, când toată energia livrată de amestecător este utilizată pentru suspendarea solidelor, modelul are forma:

$$\mathrm{Re}_{AG} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu} = k_a \cdot \left[\mathrm{Ar} \cdot \mathrm{Re}_p \cdot \left(\frac{d}{d_p}\right) \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_{susp}}\right) \cdot \left(\frac{D \cdot h_s \cdot \varphi_V}{d_p^3}\right)\right]^{1/3} \qquad (4.186)$$

În ipoteza considerării pierderilor de energie prin disipare viscoasă în curentul de suspensie descendent de la amestecător, expresia modelului este:

$$\mathrm{Re}_{AG} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu} = k_b \cdot \left[\mathrm{Ar} \cdot \mathrm{Re}_p \cdot \left(\frac{d}{d_p}\right) \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_{susp}}\right) \cdot \left(\frac{D \cdot h_s \cdot \varphi_V}{d_p^3}\right)\right]^{1/3} \cdot \left(\frac{h_1 \cdot d^2}{D^3} + k_b\right) \qquad (4.187)$$

În ecuațiile de mai sus, k_a şi k_b sunt coeficienți dependenți de tipul agitatorului, d_p este diametrul particulelor solide, h_s este grosimea stratului de sediment, v_a este viteza ascensională a particulelor, celelalte notații având semnificațiile cunoscute. Criteriile Ar şi Re_p au expresiile:

$$\mathrm{Ar} = \frac{d_p^3 \cdot g \cdot \rho_l \cdot \Delta\rho}{\mu^2}; \qquad \mathrm{Re_p} = \frac{\rho_l \cdot d_p \cdot v_a}{\mu} \tag{4.188}$$

Modelele lui *Musil* şi *Vlk* nu reuşesc să ia în considerație toate pierderile prin disipare viscoasă şi nu țin cont nici de pierderile prin frecare între lichid şi perete.

Alte modele, iau ca bază de pornire echilibrul dintre viteza de sedimentare a particulei şi viteza medie a curentului ascendent în zona critică a recipientului, zona critică putând fi chiar înălțimea dorită de suspendare a particulelor. Dificultatea apare la determinarea vitezei medii ascensionale a fluidului în zona critică. Modelul nu este aplicabil în cazul suspensiilor concentrate, în acestea particulele solide influențând atât spectrul de curgere, cât şi debitul amestecătorului.

Studiul experimental al turației de omogenizare completă a suspensiei este îngreunat de faptul că nu există metode precise de apreciere a gradului de omogenizare al suspensiei.

Deşi datele din literatură sunt uneori controversate, este unanim acceptat că: 1 – turația necesară realizării suspensiilor omogene este mai ridicată decât cea necesară suspendării complete; 2 – turația necesară realizării suspensiilor omogene scade cu creşterea diametrului recipientului.

4.2.7.1.5. Calculul puterii necesare realizării suspensiilor

În cazul **regimului turbulent**, abordarea utilizată în cazul amestecării lichidelor omogene poate fi aplicată şi pentru estimarea puterii necesare realizării suspensiilor în recipiente cu fund plat şi şicane radiale, cu observația că densitatea lichidului, ρ_l, este înlocuită cu densitatea suspensiei, ρ_{susp}, calculată cu ajutorul ecuației (4.170). Se obține astfel o expresie a criteriului Eu_{AG} pentru cazul în care particulele solide ar fi omogen distribuite în întreg volumul de lichid:

$$\mathrm{Eu_{AG}} = \frac{N}{\rho_{susp} \cdot n^3 \cdot d^5} \tag{4.189}$$

Nagata şi *Herringe* au arătat însă că, de obicei, concentrația particulelor solide este neuniformă, propunând utilizarea densității medii a amestecului de lichid şi particule solide din zona din jurul amestecătorului:

$$\mathrm{Eu^*_{AG}} = \frac{N}{\rho^*_{susp} \cdot n^3 \cdot d^5} \tag{4.190}$$

şi arătând totodată că această densitate este funcție de turația n a amestecătorului.

Chudacek propune ca densitatea medie a suspensiei să se exprime în funcție de volumul (V_{su}) şi de masa (m_{su}) particulelor solide aflate efectiv în suspensie la un moment dat:

$$\rho_{su} = \frac{m_{su}}{V_{su}} + \left(1 + \varphi_{V,su}\right) \cdot \rho_l \tag{4.191}$$

unde $\varphi_{V,su}$ reprezintă fracția de volum a particulelor solide efectiv suspendate. În aceste condiții, criteriul lui Euler modificat pentru agitare se scrie:

$$\mathrm{Eu_{AG}^{su}} = \frac{N}{\rho_{su} \cdot n^3 \cdot d^5} \tag{4.192}$$

Pentru a cuantifica gradul de neomogenitate din zona de suspendare, se propune raportul:

$$\frac{\mathrm{Eu_{AG}^{su}}}{\mathrm{Eu^*_{AG}}} = \frac{\rho^*_{susp}}{\rho_{su}} \tag{4.193}$$

care arată variația densității suspensiei ce trece prin amestecător în funcție de densitatea medie a suspensiei.

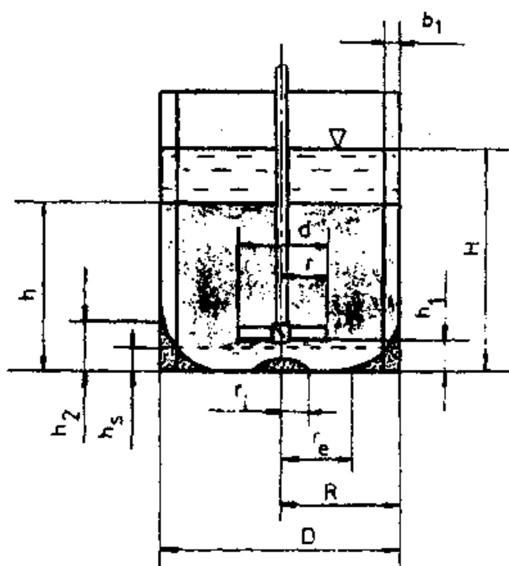


Fig. 4.46. Particule solide nesuspendate aflate în zonele acoperite de buclele de recirculație (după Rieger şi Ditl)

Modelul lui *Chudacek* poate fi utilizat pentru descrierea suspensiilor concentrate, cu peste 50% vol fază solidă, când grosimea stratului de particule depuse la fundul recipientului este controlabilă şi doar după ce curentul produs de amestecător a croit acest strat, putându-se estima valorile r_i, r_e, h_2 (fig. 4.46). Avantajul utilizării ecuației (4.191) pentru exprimarea densității medii a suspensiei constă în faptul că oferă posibilitatea determinarea puterii necesare amestecării atât înaintea atingerii turației de suspendare completă, cât şi după atingerea acesteia. Densitatea ρ_{susp} definită prin ecuația (4.170) poate fi utilizată doar în cazul în care înălțimea norului de suspensie este aproximativ egală cu înălțimea lichidului din recipient, $h = H$. Valoarea turației care intervine în ecuațiile (4.189), (4.190), (4.192), se stabileşte în funcție de criteriul de suspendare adoptat: criteriul suspendării complete sau criteriul suspendării omogene.

Dacă realizarea suspensiei are loc în domeniul **regimului laminar** de curgere, pentru calculul puterii necesare amestecării trebuie luată în considerare proporționalitatea:

$$N \propto \mu \cdot n^2 \cdot d^3 \qquad (4.194)$$

în care intervine viscozitatea dinamică a mediului de lucru în locul densității acestuia. Pentru estimarea viscozității suspensiilor se pot utiliza datele şi relațiile redate în secțiunea 4.2.7.1.2.

4.2.7.1.6. Transpunerea la scară a amestecătoarelor pentru suspensii

Datorită complexității hidrodinamicii formării suspensiilor în recipiente cu agitare mecanică, descrierea matematică este practic imposibilă fără simplificări grosiere care alterează nepermis de mult rezultatele. Din aceste motive, dimensionarea amestecătoarelor pentru realizarea suspensiilor se realizează prin transpunerea la scara prototipului industrial a rezultatelor obținute în experimentarea pe modele de laborator sau pilot.

Pentru transpunerea la scară este necesară stabilirea parametrului-cheie al amestecării, parametru care trebuie menținut identic în model şi în prototip. În realitate, trebuie menținut constant efectul procesului de amestecare, parametrul-cheie ales confirmând doar un anumit aspect al comportării fluidului. Pentru transpunerea la scară a amestecătoarelor pentru suspensii se recomandă utilizarea drept parametru–cheie a uneia dintre următoarele mărimi: gradul de omogenizare al particulelor solide, cantitatea de lichid antrenată, viteza transferului de masă.

Pe lângă metodele de transpunere la scară detaliate în secțiunea 4.2.6.3., se pot utiliza diagramele lui *Zwietering* prezentate în fig. 4.44, cu observația că acestea sunt valabile pentru orice volum de amestecător, dar se limitează la tipurile de agitatoare descrise şi la particule solide şi faze lichide cu proprietăți în limitele celor utilizate experimental (tab. 4.17). Când este posibil, se recomandă să se verifice efectul realizat (prin metoda identității coeficienților de transfer în model şi prototip).

O altă metodă de transpunere la scară bazată pe similitudinea geometrică şi hidrodinamică este **metoda lui *Büche***, metodă care implică parcurgerea următoarelor etape:

a - determinarea, pe modele de laborator, a formei optime de amestecător şi a turației acestuia;
b - calculul criteriului Re_{AG} pentru modelul de laborator;
c - dimensionarea, prin similitudine geometrică, a prototipului industrial prin mărirea modelului corespunzător scării geometrice:

$$R = \frac{D_P}{D_M} \tag{4.195}$$

d - determinarea turației agitatorului prototip, n_P, în funcție de valoarea criteriului Re_{AG}:

- pentru $\mathrm{Re}_{AG} < 1{,}0$ $$\frac{n_P}{n_M} = 1; \tag{4.196}$$
- pentru $\mathrm{Re}_{AG} = 10 \ldots 2000$ $$\frac{n_P}{n_M} = \mathrm{Re}_{AG}^{0,56}; \tag{4.197}$$
- pentru $\mathrm{Re}_{AG} > 2000$ $$\frac{n_P}{n_M} = \mathrm{Re}_{AG}^{0,67} \tag{4.198}$$

e - calculul puterii necesare amestecării în prototipul industrial, folosind ecuația criterială (4.90) pusă sub forma:

$$N_P = C \cdot d_P^{5-2m} \cdot n_P^{3-m} \cdot \rho^{1-m} \cdot \mu^m \tag{4.199}$$

în care coeficienții C şi m sunt funcție de tipul agitatorului utilizat (tab. 4.10 şi 4.11).

O metodă mai recentă decât cea a lui *Büche* este **metoda lui *Rautzen***, metodă în care, spre deosebire de cea anterioară, turația agitatorului prototip nu se determină în funcție de Re_{AG} ci în funcție de tipul procesului de amestecare. Conform acestei metode, la dimensionarea amestecătorului prototip se parcurg următoarele etape:

a - determinarea, pe modele de laborator, a formei optime de amestecător şi a turației acestuia;
b - stabilirea raportului de transpunere la scară:

$$R = \frac{D_P}{D_M} = \frac{d_P}{d_M} = \frac{h_{1,P}}{h_{1,M}} = \frac{H_P}{H_M} = \frac{l_{s,P}}{l_{s,M}} = \frac{b_P}{b_M} = \cdots \tag{4.200}$$

c - stabilirea dimensiunilor geometrice ale prototipului industrial, având în vedere valoarea raportului de transpunere la scară, R;
d - determinarea turației agitatorului prototip folosind relația:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{1}{R}\right)^x = n_M \cdot \left(\frac{d_M}{d_P}\right)^x \tag{4.201}$$

în care:

$$R = \frac{d_P}{d_M} = \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{1/3} \tag{4.202}$$

e - cunoscând turația şi diametrul agitatorului, precum şi proprietățile mediului de lucru, se determină puterea necesară amestecării în prototipul industrial:

$$N_P = \left(\mathrm{Eu}_{AG}\right)_{P=M} \cdot \rho \cdot n_P^3 \cdot d_P^5 = \frac{N_M}{n_M^3 \cdot d_M^5} \cdot n_P^3 \cdot d_P^5 = N_M \cdot \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \cdot \left(\frac{d_P}{d_M}\right)^5 = N_M \cdot \left(\frac{d_P}{d_M}\right)^{5-3x} \tag{4.203}$$

Alegerea exponentului de ridicare la scară, x, se face în funcție de obiectivul procesului de amestecare:

- dacă se urmăreşte obținerea în prototip a aceluiaşi grad de omogenizare al particulelor solide ca şi în model, atunci $x = 3/4$;
- dacă se urmăreşte obținerea în prototip a unei viteze de transfer de masă egală cu cea din model, $x = 2/3$;
- dacă se urmăreşte obținerea aceleiaşi adâncimi a vârtejului central, $x = 1/2$;

- dacă se pune condiția unei mişcări identice a fluidului, $x = 1$; această condiție poate fi îndeplinită numai dacă vitezele periferice ale agitatoarelor model şi prototip sunt egale, sau dacă puterea specifică (consumul specific de putere), $\varepsilon = N/V$ este aceeaşi atât In model, cât şi în prototip;
- dacă se urmăreşte realizarea procesului de amestecare a două lichide miscibile în timpi egali, $x = 0$; această condiție este rar utilizată, întrucât este necesară utilizarea unui echipament industrial cu diametrul şi puterea excesiv de mari.

Fig. 4.47. Valori ale exponentului de transpunere la scară propuse de diverşi autori (după Einenkel)

Fig. 4.48. Transpunerea la scară a procesului de obținere a unei suspensii într-un amestecător elice cu 3 şicane radiale (după Kipke): d_p = 0,5 mm; φ_V = 0,05; $\Delta\rho$ = 1600 kg/m^3; d/D = 0,3. a – suspendare omogenă; b – suspendare completă.

În cazul transpunerii la scară a recipientelor cu agitare pentru suspensii solid - lichid, datele prezentate în literatură trebuiesc tratate destul de circumspect. Deşi problema a fost îndelung studiată, rezultatele sunt încă departe de a fi definitive şi uneori pot fi chiar derutante. *Einenkel* trasează o diagramă (fig. 4.47) în care reprezintă exponenții liniari de transpunere la scară obținuți de diverşi autori. Diagrama este trasată în coordonate logaritmice, având în abscisă raportul adimensional D_P/D_M, iar în ordonată raportul adimensional $\varepsilon_P/\varepsilon_M$, unde prin ε s-a notat consumul specific de putere (N/V). Valorile exponenților variază între +0,5 şi –0,7, ceea ce conferă un interval larg de variație al consumului specific de putere, chiar la valori scăzute ale raportului de transpunere la scară. Din acest motiv, prezentarea datelor de transpunere la scară fără o descriere completă a geometriei recipientului, a geometriei agitatorului, a amenajărilor interioare (şicane, serpentine, etc.), a caracteristicilor sistemului lichid solid (granulometria şi densitatea particulelor solide, concentrația fazei solide, densitatea şi viscozitatea fazei lichide, etc.) devine inutilizabilă în practică. Simpla extrapolare a exponenților de transpunere la scară, care adesea sunt obținuți în modele de dimensiuni foarte mici, poate conduce la rezultate aberante, conform cărora, de exemplu (fig. 4.48), un recipient având diametrul mai mare de 3 m necesită pentru suspendare completă o putere mai mare decât cea necesară pentru obținerea unei suspensii omogene!!!

Pentru transpunerea la scară a procesului de formare a suspensiilor în recipiente prevăzute cu agitatoare cu arbore orizontal imersate (fig. 4.49), *Gladki* elaborează o diagramă (fig. 4.50) care corelează, pe baza datelor experimentale, doi parametrii adimensionali: **parametrul de intensitate a agitării** (MIP) şi **parametrul de intensitate a suspendării** (SIP). Condițiile în care au fost realizate determinările experimentale sunt prezentate în tab. 4.19.

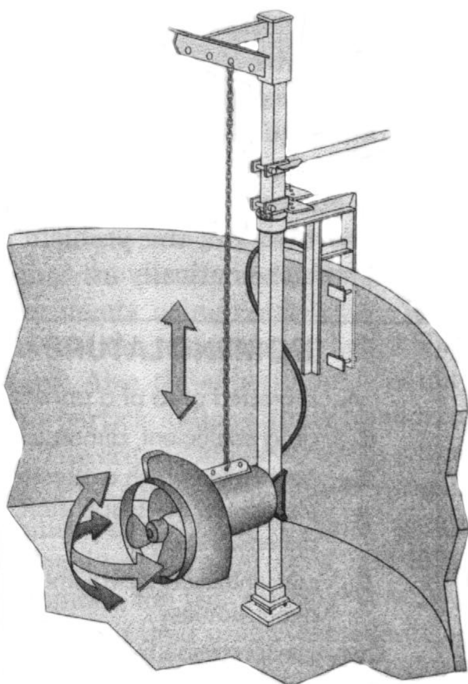


Fig. 4.49. Agitator orizontal imersat

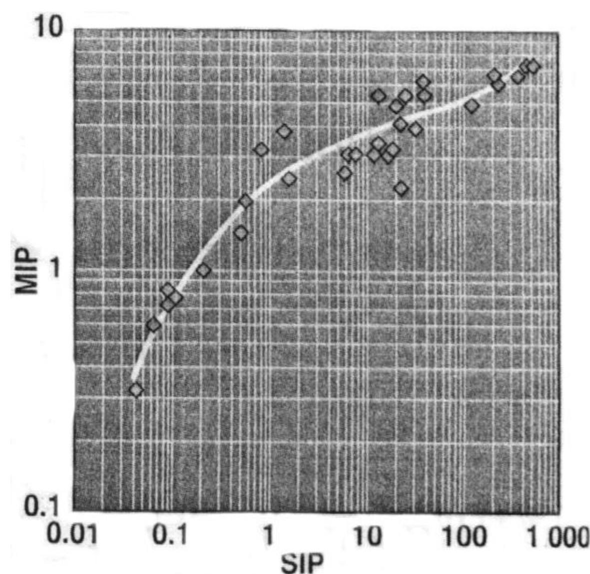


*Fig. 4.50. Grafic pentru corelarea parametrului de intensitate a agitării (**MIP**) cu parametrul de intensitate a suspendării (**SIP**) în amestecătoare prevăzute cu agitator tip elice navală cu 3 pale, orizontal, imersat*

Tab. 4.19. Condiții experimentale pentru trasarea dependenței MIP = f(SIP) din fig. 4.50

Parametrul	Valoare
Diametrul interior al recipientului, *D* [m]	0,29; 0,39; 0,46
Raport *H/D* [adimensional]	0,28 … 0,72
Diametrul particulelor solide, d_p [mm]	0,2; 0,5; 2,0; 2,5; 5,0
Diametrul agitatorului, *d* [m]	0,078
Turația agitatorului, [rot/min]	50 … 3000
Puterea motorului de antrenare [kW]	0,3
Viteza de sedimentare, v_t [m/s]	$0,6 < v_t < 180$
Densitatea particulelor solide, ρ_s [kg/m^3]	$1030 < \rho_s < 2500$
Concentrația volumică a fazei solide, φ_V [% volum]	$0,01 < \varphi_V < 3,5$
Concentrația masică a fazei solide, φ_M [% masă]	$0,01 < \varphi_M < 5,2$
Valoarea criteriului Re_{AG} [adimensional]	$400 < Re_{AG} < 200\ 000$
Valoarea criteriului Re_p [adimensional]	$0,004 < Re_p < 900$
Faza lichidă utilizată	apă, glicerină, amestecuri apă - glicerină
Faza solidă utilizată	sfere din material plastic sau sticlă
Criteriul de suspendare folosit	suspendare completă

Expresiile celor doi parametri sunt obţinute pornind de la premiza că forţele create de agitator echilibrează forţele care provoacă sedimentarea particulelor solide, şi au forma:

$$\text{MIP} = \frac{\tau_0}{g \cdot d_p \cdot \Delta\rho}; \qquad \text{SIP} = \frac{\varphi_V \cdot \text{Re}_V}{\left(\frac{3}{4}\zeta\right)^{1/2} \cdot \text{Re}_p} \tag{4.204}$$

în care τ_0 este tensiunea de forfecare medie în recipient [Pa], Re_V este criteriul Reynolds al recipientului şi al agitatorului, iar Re_p este criteriul Reynolds al particulelor care sedimentează:

$$\text{Re}_V = \frac{\rho_l \cdot n \cdot D \cdot V}{S \cdot \mu}; \qquad \text{Re}_p = \frac{\rho_l \cdot v_t \cdot d_p}{\mu} \tag{4.205}$$

unde: *V* este volumul recipientului [m^3], *S* este suprafaţa udată a fundului şi pereţilor recipientului [m^2], iar v_t este viteza de sedimentare (viteza terminală) a particulelor solide [m/s].

Coeficientul ζ (şi deci şi parametrul SIP) este funcţie de regimul de curgere:

- în domeniul laminar (domeniul *Stokes*) $\text{Re}_p < 0,2$:

$$\zeta = \frac{24}{\text{Re}_p}; \qquad \text{SIP}_L = \frac{\varphi_V \cdot \text{Re}_V}{4,24 \cdot \left(\text{Re}_p\right)^{0,5}} \tag{4.206}$$

- în domeniul intermediar (domeniul *Allen*) $0,2 < \text{Re}_p < 500$:

$$\zeta = \frac{18,5}{\left(\text{Re}_p\right)^{0,6}}; \qquad \text{SIP}_I = \frac{\varphi_V \cdot \text{Re}_V}{3,72 \cdot \left(\text{Re}_p\right)^{0,7}} \tag{4.207}$$

- în domeniul turbulent (domeniul *Newton*) $\text{Re}_p > 500$:

$$\zeta = 0,44; \qquad \text{SIP}_T = \frac{\varphi_V \cdot \text{Re}_V}{0,57 \cdot \text{Re}_p} \tag{4.208}$$

Pe baza datelor din fig. 4.50 se poate calcula valoarea tensiunii medii de forfecare, τ_0, necesare pentru menţinerea solidelor în suspensie. Transpunerea la scară implică pe lângă îndeplinirea criteriilor de similitudine geometrică, menţinerea constantă a tensiunii medii de forfecare:

$$\left(\tau_0\right)_M = \left(\tau_0\right)_P \tag{4.209}$$

4.2.7.1.7. Optimizarea amestecătoarelor pentru formarea suspensiilor

Amestecătoarele utilizate pentru suspendarea particulelor solide într-un lichid trebuie să răspundă de regulă cerinţelor de suspendare completă cu un consum specific de putere minim pentru un sistem solid – lichid dat. La îndeplinirea acestor cerinţe concură factori legaţi de forma recipientului în care are loc amestecarea, de tipul, forma şi dimensiunile agitatorului, de poziţia relativă a acestuia faţă de recipient, de numărul, forma şi caracteristicile amenajărilor interioare, de gradul de umplere al recipientului, precum şi de modul de operare – continuu sau discontinuu – al amestecătorului.

Pentru a realiza antrenarea solidelor de la fundul recipientului, este unanim recunoscută superioritatea agitatoarelor cu refulare axială descendentă, faţă de agitatoarele cu refulare axială ascendentă sau cu refulare radială. Acest lucru se datorează faptului că spectrul de curgere al acestor agitatoare prezintă linii de curent predominante care preiau particulele sedimentate la fundul vasului, ridicându-le în volumul lichidului (fig. 4.51).

Dintre agitatoarele cu refulare axială descendentă, cele mai performante sunt cele de tip elice, a căror construcţie însă este relativ pretenţioasă.

Există cercetări al căror obiectiv a fost înlocuirea agitatoarelor tip elice cu amestecătoare mai simple din punct de vedere constructiv, dar cu rezultate comparabile. *Judat* prezintă o schemă (fig. 4.52) care cuprinde o

serie de variante constructive de agitatoare derivate de la două structuri de bază: agitatorul elice (a) şi agitatorul cu brațe (b).

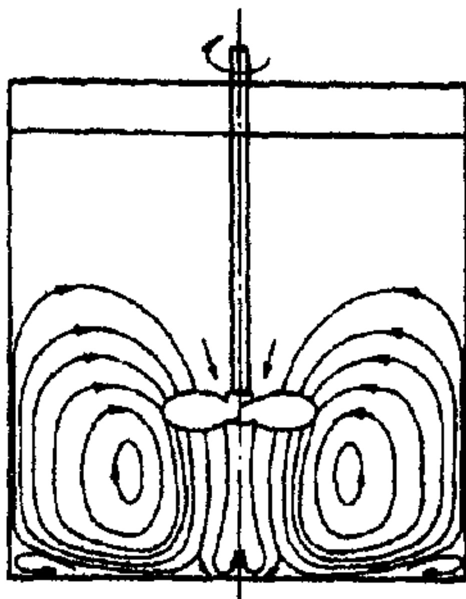


Fig. 4.51. Spectrul de curgere al unui agitator cu refulare axială descendentă într-un recipient cilindric cu fund plat şi şicane laterale verticale

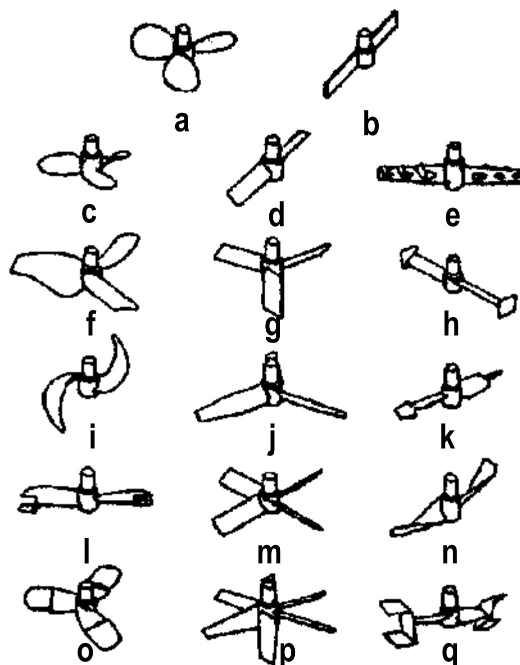


Fig. 4.52. Tipuri de agitatoare derivate din agitatorul elice (a) şi agitatorul cu brațe (b)

Se pot aminti ca alternative la agitatorul tip elice o serie de amestecătoare mai simple din punct de vedere constructiv, dar cu rezultate comparabile, cum ar fi agitatoarele cu 6 brațe înclinate la 45^0 (fig. 4.46 a şi 4.52 p) sau agitatoarele cu 4 brațe îndoite pe diagonală, prevăzute cu porțiuni verticale la vârfurile brațelor (fig. 4.53). După datele lui *Tacă*, acest ultim agitator, montat într-un recipient sferic cu şicane, necesită o turație de suspendare completă cu 10% respectiv 4% mai redusă decât în cazul unor agitatoare cu 6 brațe înclinate la 45^0 montate în recipiente cilindrice sau sferice, ambele prevăzute cu şicane (fig. 4.54).

Numeroase alte cercetări au avut ca obiect obținerea unor soluții constructive de agitatoare care să aibă un debit axial ridicat, concomitent cu un debit radial scăzut. Din această categorie fac parte agitatoarele cu pale răsucite sau plane A310, A 320 şi C104 ale firmei *Mixing Equipment Company Rochester*, agitatorul *Prochem,* agitatoarele firmei *Ekato* (fig. 4.55), agitatorul *Medek* cu 6 brațe înclinate la 45^0 şi inel circumferențial, etc. Conform datelor din literatură, debitul axial al acestor agitatoare este mai mare cu 10 – 30% decât al agitatoarelor clasice. Agitatorul din fig. 4.55 f asigură un debit deosebit de ridicat de fluid şi cea mai scăzută tensiune de forfecare, pentru un anumit nivel de putere necesară. Brațele sunt profilate după forma ideală a curentului de fluid, iar vârfurile brațelor (denumite “proplet-uri”) elimină efectiv orice tendință de recirculare a fluidului. Aceste “proplet-uri” pot duce la creşterea cu 10% a debitului, componenta radială a vitezei reducându-se concomitent cu 10%.

În ceea ce priveşte forma recipientului în care este montat agitatorul, există diverse soluții constructive care încearcă să asigure o circulație a fluidului de aşa natură încât să asigure trecerea liniilor principale de curent prin zonele în care solidul are tendința de a sedimenta.

Recipientul cu forma constructivă cea mai simplă este recipientul cilindric cu fund plat, prevăzut cu şicane radiale pentru împiedicarea formării vârtejului central (fig. 4.56 a). Datorită geometriei şi a spectrului de curgere generat de agitator, la îmbinarea fund – perete şi sub agitator există zone stagnante, în care particulele

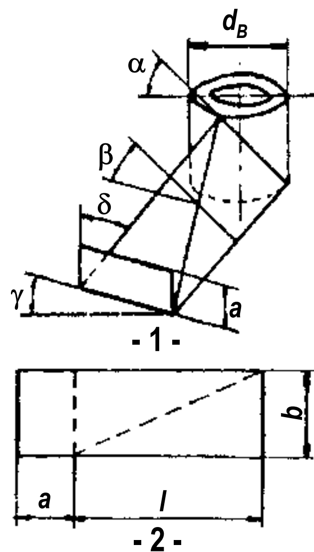


Fig. 4.53. Agitator cu 4 brațe îndoite pe diagonală, cu porțiuni verticale la vârfurile brațelor:
1 – vedere a unui braț;
2 – desfăşurata brațului.

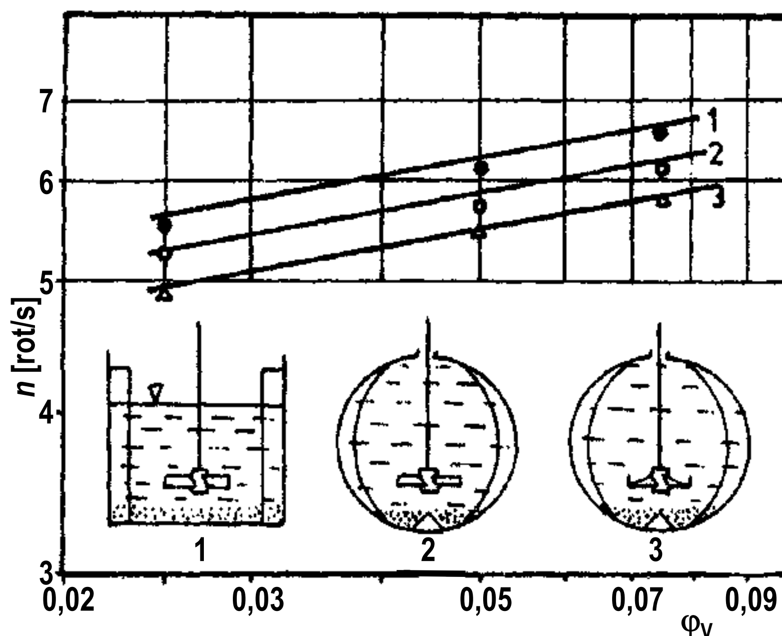


Fig. 4.54. Dependența dintre turația de suspendare completă şi concentrația volumică a fazei solide pentru diverse amestecătoare:
1 – recipient cilindric cu fund plat, 4 şicane radiale, agitator cu 6 brațe înclinate la 45^0; 2 – recipient sferic plin, cu 3 şicane radiale şi con plin, agitator cu 6 brațe înclinate la 45^0; 3 - recipient sferic plin, cu 3 şicane radiale şi con plin, agitator cu 4 brațe îndoite pe diagonală, cu porțiuni verticale la vârfurile brațelor.

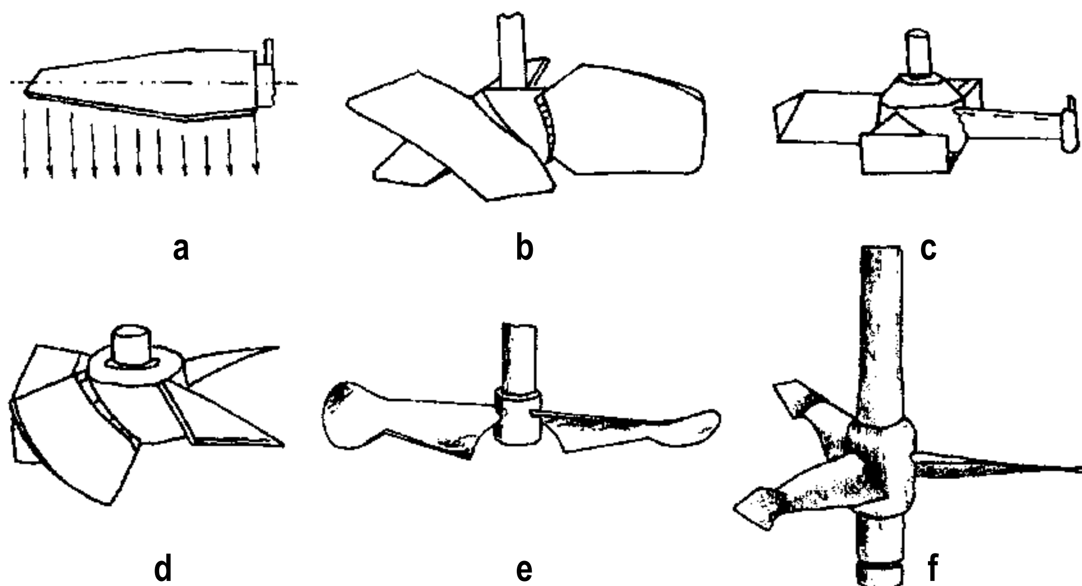


Fig. 4.55. Agitatoare cu debite de refulare axială ridicate:
a – A310; b – A320; c – C104; d – Prochem; e – Ekato – Isojet; f – Ekato din materiale compozite.

solide rămân nesuspendate (fig. 4.46). Pentru îmbunătățirea performanțelor, *Nagata* propune utilizarea recipientelor cilindrice cu fund emisferic (fig. 4.56 b), în care zona stagnantă de la îmbinarea fund – perete dispare. Pornind de la analiza funcționării cristalizoarelor cu agitare mecanică, *Bourne* şi *Zabelka* propun un recipient cu fund profilat (fig. 4.56 c) a cărui formă corespunde cu spectrul de curgere creat de un agitator cu refulare axială descendentă. O variantă mai uşor realizabilă practic a acestui tip de recipient este cea propusă de *Chudacek*: un recipient cilindric prevăzut cu con central şi inel colțar (fig. 4.56 d). Acest recipient prezintă şi avantajul că poate fi realizat prin modificarea recipientelor cilindrice cufund plat deja aflate în funcțiune.

Pe de altă parte, *Medek* şi *Fort* propun utilizarea recipientelor cilindrice umplute complet, prevăzute cu capac (fig. 4.56 e). Conform datelor autorilor, un astfel de recipient are avantajul unui consum de putere mai scăzut decât al unui recipient deschis (probabil datorită uniformizării spectrului de curgere la partea superioară a recipientului), precum şi al unui debit de pompare al agitatorului cu circa 10% mai ridicat.

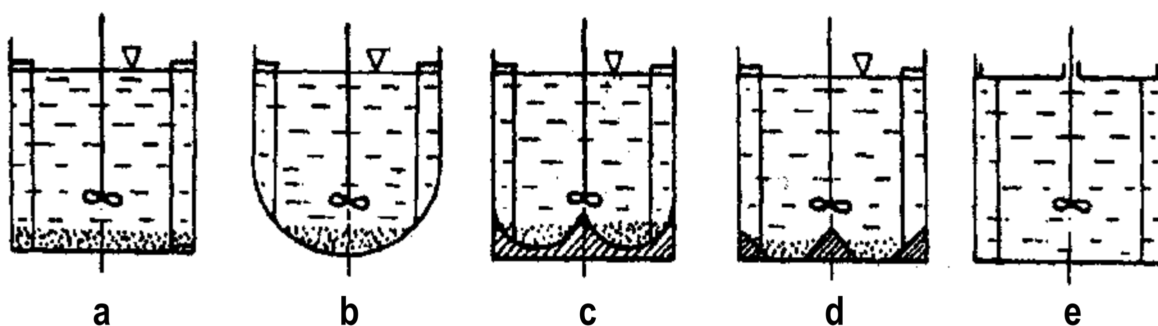


Fig. 4.56. Variante constructive de bază ale recipientelor pentru suspendarea particulelor solide: a – cilindric cu fund plat; b - cilindric cu fund emisferic; c – cilindric cu fund profilat; d – cilindric cu fund plat, con central şi inel colțar; e – cilindric cu fund plat, plin, prevăzut cu capac plat.

Din aceste cinci variante de bază, prin combinarea diverselor profiluri de funduri şi capace, se poate ajunge la câteva forme de recipient îmbunătățite, forme redate în fig. 4.57.

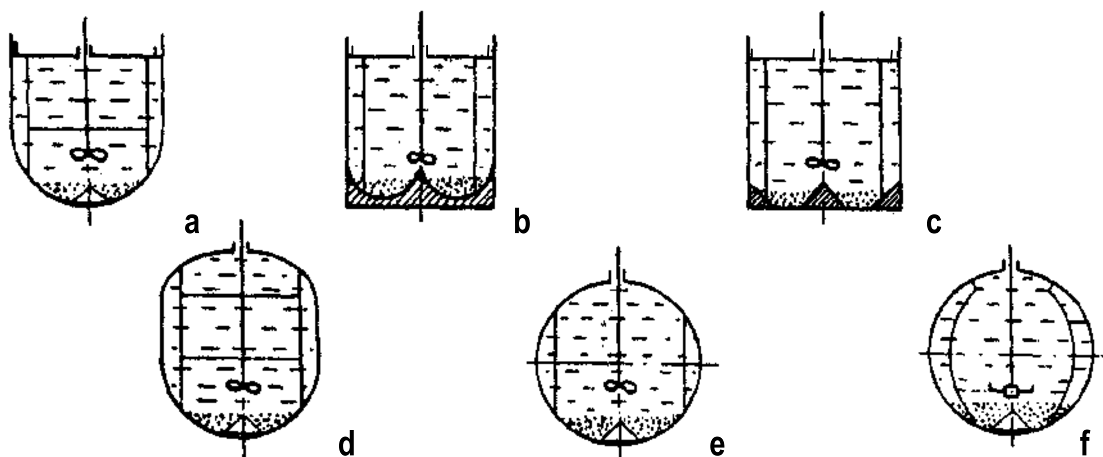


Fig. 4.57.Forme constructive de recipiente pentru prepararea suspensiilor, derivate din formele de bază: a – cu fund emisferic şi capac plat; b – cu fund profilat şi capac plat; c – cu fund plat prevăzut cu con central şi inel colțar şi cu capac plat; d – cu fund emisferic prevăzut cu con central şi capac emisferic; e – sferic cu con central şi şicane radiale drepte; f – sferic, cu con central, şicane radiale profilate şi agitator profilat.

4.2.7.2. AMESTECAREA SISTEMELOR BIFAZICE LICHID – LICHID. FORMAREA EMULSIILOR

O emulsie este un amestec eterogen alcătuit din două lichide nemiscibile. O definiție mai completă este cea a lui *Becher*, conform căreia "o emulsie este un sistem eterogen compus din cel puțin un lichid nemiscibil dispersat intim în altul, sub forma unor picături al căror diametru depăşeşte în general 0,1 μm. Astfel de sisteme posedă o stabilitate minimă care poate fi mărită prin aditivi ca substanțe tensioactive, solide fin divizate, etc."

Procesul prin care se realizează emulsia poartă denumirea de **emulsionare**. Unul dintre lichide (faza dispersă) este repartizat sub formă de picături în faza lichidă continuă. Scopul realizării sau distrugerii emulsiilor este acela de a obține un produs finit cu anumite caracteristici (margarină, maioneză, smântână, unt, etc.), de a purifica un anumit component (epurarea apelor reziduale, de exemplu), sau de a favoriza realizarea unui proces chimic (polimerizarea în emulsie, de exemplu). Distrugerea unei emulsii poate fi totală, când emulsia se separă în fazele lichide componente, iar procesul poartă denumirea de **dezemulsionare**, sau parțială, când emulsia se separă în două straturi, dintre care unul mai bogat în fază dispersată, procesul purtând denumirea de **ecremare**. Dezemulsionarea este o operație frecvent întâlnită în procesele de eliminare a lichidelor organice din apele reziduale provenite din diverse industrii: alimentare, farmaceutică, rafinarea petrolului şi petrochimie, etc. Ecremarea se utilizează în industria alimentară (smântânirea laptelui), în industria polimerilor (separarea cauciucului natural din latex), etc.

4.2.7.2.1. Clasificarea emulsiilor

Emulsiile pot fi clasificate fie după criteriul polarității fazei dispersate şi al mediului de dispersie, fie după criteriul concentrației fazei dispersate din sistem.

În conformitate cu primul criteriu de clasificare, există:

- emulsii ale unui lichid nepolar (slab polar) într-un lichid polar (emulsii directe, emulsii de tip ulei-în-apă, emulsii U/A);
- emulsii ale unui lichid polar într-un lichid nepolar (emulsii indirecte, emulsii de tip apă-în-ulei, emulsii A/U).

Tipul unei emulsii (U/A sau A/U) se stabileşte prin determinarea unor proprietăți ale mediului de dispersie (faza externă, faza continuă), cum ar fi: capacitatea emulsiei de a umecta o suprafață hidrofobă, posibilitatea de a fi diluată cu apă, capacitatea de a se colora când în mediul de dispersie se dizolvă un colorant, conductivitatea electrică a emulsiei (tab. 4.20).

Tab. 4.20. Stabilirea tipului unei emulsii

Proprietatea emulsiei	Tipul emulsiei	
	U/A (directă)	A/U (indirectă)
Umectează o suprafață hidrofobă	NU	DA
Se colorează la adausul unui colorant solubil în apă	DA	NU
Se colorează la adausul unui colorant solubil în ulei	NU	DA
Se poate dilua cu apă	DA	NU
Are conductibilitate electrică ridicată	DA	NU

În conformitate cu criteriul concentrației fazei dispersate din sistem, emulsiile pot fi: diluate, concentrate şi puternic concentrate (gelificate).

Emulsiile diluate sunt sisteme disperse lichid – lichid care conțin până la 0,1% din volumul fazei disperse. Emulsiile diluate au o serie de proprietăți caracteristice:

- au gradul de dispersie cel mai ridicat, diametrul picăturilor de fază dispersă fiind de ordinul a 0,1 μm (aproximativ de dimensiunea particulelor coloidale);

- se formează de obicei fără a fi necesară introducerea în sistem a vreunui agent de emulsionare;
- prezintă mobilitate electroforetică datorită adsorbției în cantități neglijabile a ionilor electroliților anorganici existenți în mediu.

Emulsiile diluate se aseamănă în comportare cu solii liofobi.

Emulsiile concentrate sunt sisteme disperse lichid – lichid al căror conținut în fază dispersă poate atinge 74% din volum. Aceasta este concentrația maximă pentru emulsiile monodisperse (pentru care picăturile fazei disperse sunt de aceeaşi mărime). Este cunoscut faptul că în cazul împachetării celei mai compacte a unui ansamblu de particule sferice identice (în rețea hexagonală plană – fig. 4.58), fracția de goluri – care evident va fi umplută de către faza continuă – este de 25,95%. Picăturile fazei disperse vor ocupa restul de 74,05%. În conformitate cu teoria lui *Ostwald*, o emulsie având fracția volumică a fazei disperse φ_V > 0,74 prezintă densitate maximă şi este stabilă. Aceasta înseamnă că picăturile fazei disperse trebuie să fie perfect sferice, nedeformabile, având aceeaşi mărime (fig. 4.59 a). În practică însă, aceste condiții nu pot fi îndeplinite. În cazul emulsiilor diluate, chiar dacă picăturile sunt sferice, ele nu sunt uniforme ca mărime şi nu rezistă la deformare. Orice tentativă de a depăşi concentrația volumică de 0,74 a fazei disperse duce fie la spargerea emulsiei, fie la inversia fazelor (transformarea emulsiei U/A în A/U şi invers). În cazul emulsiilor polidisperse, picăturile mici se pot intercala între cele mai mari (fig. 4.59 b), astfel încât împachetarea lor poate fi mai densă decât cea teoretică pentru sisteme monodisperse. Întrucât emulsiile concentrate sunt obținute uzual prin dispersare, picăturile fazei disperse sunt neuniforme, având mărimi cuprinse între 0,1 – 1,0 μm sau mai mult, fiind vizibile la microscop. Aceste emulsii sedimentează uşor, sedimentarea fiind cu atât mai rapidă cu cât diferența între densitățile fazelor continuă şi dispersă este mai mare. Stabilitatea agregativă a emulsiilor concentrate este influențată de o serie de factori care depind de natura emulgatorului.

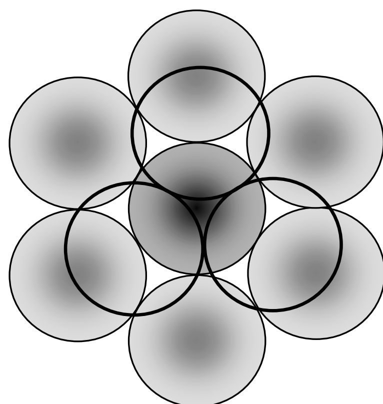


Fig. 4.58. Aranjarea particulelor sferice monodisperse într-o rețea hexagonală plană (fracția de goluri = 25,95% vol)

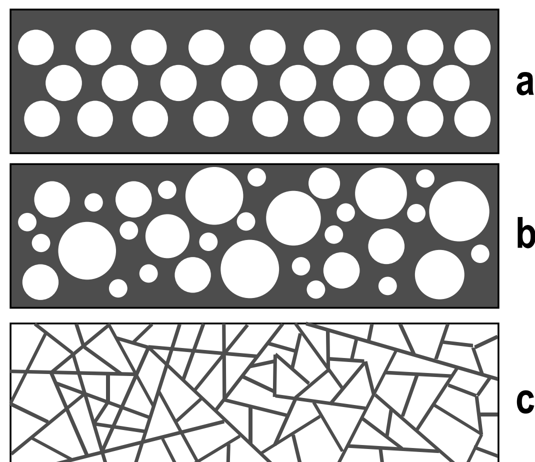


Fig. 4.59. Schema unei emulsii de maximă concentrație: a – picături sferice monodisperse; b – picături sferice polidisperse; c – picături deformate (emulsie gelificată).

Emulsiile puternic concentrate (gelificate) sunt sisteme disperse lichid – lichid al căror conținut de fază dispersă este mai mare de 74% din volum. Aceste emulsii sunt caracterizate printr-o deformare a picăturilor cu formare de poliedre, separate prin filme subțiri de fază continuă (fig. 4.59 c). Având o împachetare strânsă a picăturilor, aceste emulsii sunt incapabile de sedimentare şi posedă proprietăți mecanice şi reologice similare cu ale gelurilor, de unde si denumirea de emulsii gelificate. O astfel de emulsie, cu peste 99% fază dispersă, se poate obține, de exemplu, prin emulsionarea benzenului într-o soluție 1% oleat de sodiu. Soluția de emulgator (faza continuă) este localizată sub forma unui film foarte subțire între particulele fazei disperse; grosimea unui

astfel de film poate fi de 0,01 μm sau chiar mai puțin, în funcție de natura emulgatorului. Proprietățile mecanice ale emulsiilor gelificate sunt cu atât mai accentuate, cu cât concentrația fazei disperse este mai mare. De exemplu, emulsiile U/A al căror conținut de fază dispersă depăşeşte 74% vol, sunt încă suficient de fluide; emulsiile cu peste 95% vol fază dispersă prezintă proprietăți de gel, putând fi tăiate cu cuțitul.

4.2.7.2.2. Mecanismul formării emulsiilor

La contactul dintre două lichide nemiscibile, cum ar fi, de exemplu, uleiul şi apa, unul dintre lichide tinde să se disperseze, sub formă de picături, în celălalt. Dimensiunea picăturilor fazei disperse (faza internă), este variabilă (tab. 4.21), limitele obişnuite fiind 0,05 – 10 μm.

Tab. 4.21. Dimensiunile picăturilor fazei dispersate din emulsii

Dimensiunea particulelor fazei disperse	Aspectul emulsiei
macroglobule	cele două faze sunt distincte şi vizibile cu ochiul liber
peste 1 μm	culoare alb-lăptos
între 1,0 şi 0,1 μm	culoare alb-albăstruie
între 0,1 şi 0,05 μm	culoare gri, semitransparentă
sub 0,05 μm	microemulsie transparentă conținând 3 sau mai multe faze

O emulsie astfel formată are o stabilitate minimă, aceasta putând fi mărită prin adăugarea unor agenți de stabilizare denumiți **emulgatori** sau **agenți de emulsionare**. La formarea emulsiei se consumă lucru mecanic, acesta contribuind la creşterea energiei interfaciale a sistemului. Lucrul mecanic consumat la formarea emulsiei este direct proporțional cu aria interfacială dintre cele două lichide (*A*) şi cu tensiunea superficială a fazei dispersate (σ):

$$W = A \cdot \sigma \tag{4.210}$$

Energia interfacială este cu atât mai mare cu cât gradul de dispersie al emulsiei este mai ridicat. Instabilitatea emulsiilor creşte pe măsura creşterii energiei înmagazinate, tinzând să reducă suprafața sistemului prin unirea picăturilor care vin în contact datorită mişcării browniene (fenomenul de coalescență). Din acest motiv, factorii care micşorează probabilitatea de ciocnire dintre picăturile fazei disperse, precum şi valoarea energiei superficiale a sistemului, vor duce la creşterea stabilității emulsiilor. Micşorarea probabilității de ciocnire a picăturilor fazei disperse se poate realiza prin creşterea energiei cinetice, respectiv prin creşterea viscozității şi scăderea temperaturii, sau prin accentuarea respingerilor electrostatice a picăturilor, datorită adsorbției de substanțe polare sau ionice.

4.2.7.2.3. Emulgatori

Rolul emulgatorilor este acela de a înlesni formarea unei emulsii precum şi de a mări stabilitatea acesteia. De structura chimică, concentrația şi solubilitatea emulgatorului în cele două faze care formează emulsia depinde stabilitatea şi tipul emulsiei formate. Pentru caracterizarea unui emulgator este importantă comportarea lui față de cele două faze ale emulsiei. Substanțele solubile în apă şi insolubile sau greu solubile în solvenți nepolari (oleatul de sodiu, de exemplu), sunt buni emulgatori pentru emulsiile de tip U/A, în timp ce substanțele uşor solubile în solvenți nepolari şi greu solubile în apă (săpunurile metalice, de exemplu), sunt

indicați pentru formarea emulsiilor A/U. Deosebirea dintre cele două tipuri de emulgatori constă în modul diferit în care suprafața peliculei de emulgatori adsorbiți este udată de către faza polară şi cea nepolară.

Un emulgator este de regulă format din molecule având un capăt hidrofil (lipofob) şi un capăt hidrofob (lipofil) – fig. 4.60 a. În prezență celor două faze nemiscibile, emulgatorul migrează la interfața dintre faza continuă şi cea dispersă, formând o peliculă protectoare în jurul picăturilor de fază dispersă. Moleculele de emulgator se orientează cu partea hidrofilă către faza polară şi cu partea hidrofobă către faza nepolară (fig. 4.60 b şi c). Emulgatorul acționează ca un agent de cuplare, care reduce tensiunea interfacială între cele două faze.

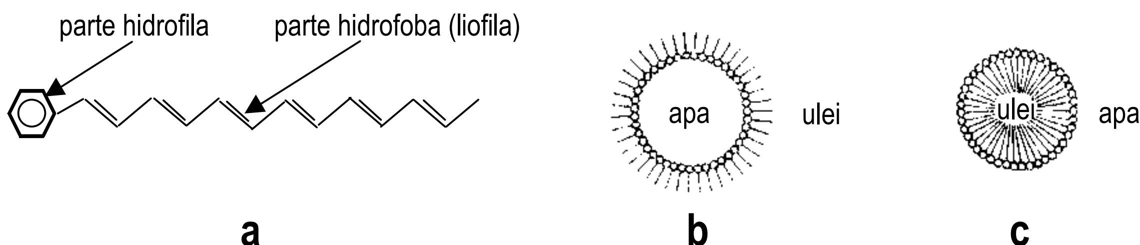


Fig. 4.60. Comportarea emulgatorilor amfifili:
a – structura emulgatorului; b – orientarea în emulsii A/U; c – orientarea în emulsii U/A.

Eficiența unui emulgator depinde de contrastul dintre gruparea hidrofilă şi cea hidrofobă. Reprezentarea numerică a acestui contrast poartă denumirea de **balanță hidrofilă-lipofilă** (**HLB** – Hydrophile-Lipophile Balance), noțiune introdusă de către *Griffin* în 1949. Scala HLB a fost stabilită arbitrar de către *Griffin* între 1 (valoare atribuită acidului oleic, lipofil) şi 20 (valoare atribuită oleatului de potasiu, hidrofil). Punctul de trecere între caracterul lipofil şi cel hidrofil îl reprezintă valoarea HLB = 10. Substanțele având HLB < 10 sunt mai solubile în faza nepolară ("ulei"), în timp ce substanțele având HLB > 10 sunt mai solubile în faza polară ("apă"). Cu toate acestea, substanțe tensioactive având valori HLB identice se pot deosebi din punct de vedere al comportării solubilității, valoarea HLB nefiind o funcție direct proporțională de solubilitate. Valoarea HLB poate fi determinată fie pe baza structurii moleculare, fie pe baza proprietăților fizico-chimice ale substanței. În 1957, *Davies* stabileşte o interdependență cantitativă între HLB şi structura şi compoziția chimică a compusului, atribuind valori HLB empirice diferitelor grupări funcționale din molecula amfifilă. Aceste valori sunt pozitive pentru grupările hidrofile şi negative pentru cele lipofile (tab. 4.22).

Tab. 4.22. Numere de grup pentru grupări funcționale hidrofile şi lipofile (după Davies)

Grupări hidrofile		Grupări lipofile	
$-SO_4^-$ Na^+	38,7	-CH-	-0,475
$-COO^-$ K^+	21,1		
$-COO^-$ Na^+	19,1	$-CH_2-$	-0,475
$-SO_3^-$ Na^+	11,0		
$-COOC_6H_{15}O_3N$	13,0	$-CH_3$	-0,475
-N (amină)	9,4		
Ester (ciclu sorbitan)	6,8	Grupe funcționale derivate:	
Ester (liber)	2,4		
-COOH	2,1	$-(CH_2-CH_2-O)-$	-0,33
-OH (liber)	1,9		
-O-	1,3	$-(CH_2-CH_2-CH_2-O)-$	-0,15
-OH (ciclu sorbitan)	0,5		

Ecuația de calcul a valorii HLB are forma:

$$HLB = \sum(\text{numere de grup hidrofile}) - \sum(\text{numere de grup lipofile}) + 7 \qquad (4.211)$$

Domeniile de aplicare ale emulgatorilor pot fi stabilite pe baza valorii HLB. Astfel, dacă 3 < HLB < 6, compusul este un bun emulgator pentru emulsiile A/U, în timp ce substanțele având HLB = 8 … 18 se recomandă ca emulgatori pentru emulsiile U/A, în funcție şi de natura fazei uleioase. Fazele emulsiei pot fi inversate prin modificarea naturii emulgatorului sau a concentrației acestuia.

În cazul utilizării emulgatorilor din clasa compuşilor tensioactivi neionici, aceştia pot fi aleşi pe baza **temperaturii de inversie a fazelor** (**PIT** – Phase Inversion Temperature), cunoscut fiind faptul că balanța hidrofil – lipofilă a acestora se modifică cu temperatura. O emulsie stabilizată cu un emulgator neionic poate trece, cu creşterea temperaturii, din tipul U/A în A/U. Temperatura la care proprietățile hidrofile şi lipofile ale emulgatorului sunt echilibrate este temperatura de inversie a fazelor, fiind o măsură a HLB. La această temperatură, denumită şi temperatura HLB, hidrofilia egalează lipofilia, ambele tipuri de emulsii fiind la fel de probabile, instabilitatea fiind maximă. Alegerea emulgatorului pe baza PIT are avantajul de a fi mai exactă, reflectând influența mai multor factori experimentali: natura grupărilor hidrofile şi lipofile ale emulgatorului, concentrația sa, raportul volumelor fazelor, temperatura, prezența amestecurilor de emulgatori, etc.

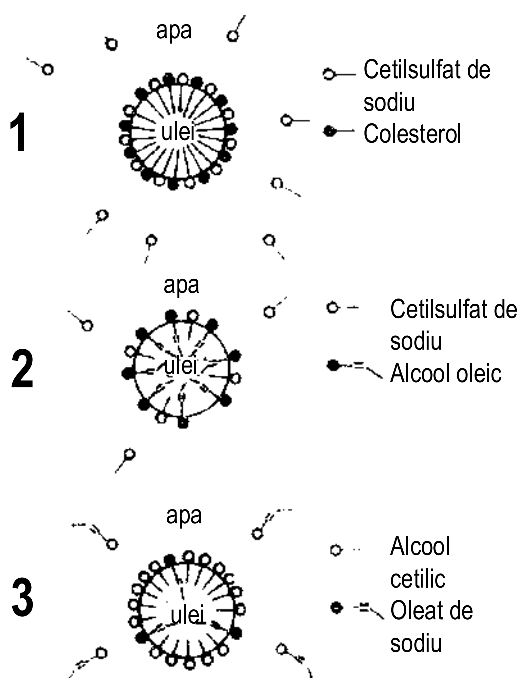


Fig. 4.61. Formarea unei emulsii U/A utilizând amestecuri de emulgatori

În practică se utilizează frecvent şi amestecuri de emulgatori. Mult timp s-a considerat că emulgatorii care stabilizează emulsiile de tip A/U şi U/A sunt antagonişti, dar s-a constatat ulterior că peliculele formate dintr-un amestec de emulgatori, prin adsorbția simultană a componenților hidrosolubili şi a celor liposolubili pot produce o emulsionare mai uşoară şi o stabilitate mai mare a emulsiei decât în cazul utilizării fiecărui emulgator în parte. Este cazul monostearinei, care formează emulsii de tip A/U şi al stearatului de sodiu în soluție apoasă, care formează emulsii de tip U/A. Prin amestecarea celor doi emulgatori se formează emulsii mai stabile decât cu fiecare în parte. Principiul amestecării emulgatorilor de tip A/U şi U/A în proporții potrivite este aplicat pe scară largă în industria produselor cosmetice şi farmaceutice. Cercetările lui *Schulman* şi *Cockbain* asupra emulsiilor de tipul U/A folosind ulei mineral ca fază dispersă şi un număr mare de emulgatori (cetilsulfat de sodiu, colesteroli, alcooli: oleic, cetilic, elaidinic şi sărurile lor de sodiu sau bromura de cetiltrimetil-amoniu) au arătat că se obține o stabilitate maximă atunci când pelicula este complet acoperită cu molecule încărcate electric. Substanțele care formează complecşi stabili la interfața aer – apă stabilizează foarte bine emulsiile. Astfel, cetilsulfatul de sodiu în apă, cu colesterol sau alcool elaidinic formează atât pelicule complexe la interfața aer – apă, cât şi emulsii stabile, iar substanțe ca eterul colesterolului şi alcoolul oleic, care formează pelicule complexe la interfața aer – apă, produc emulsii instabile. În fig. 4.61 se arată cum aranjarea moleculelor conduce la obținerea unor emulsii stabile; proporția dintre emulgatorii solubili în apă şi cei solubili în ulei trebuie să fie astfel aleasă încât să se formeze o peliculă interfacială compactă, cu un număr egal de molecule din fiecare emulgator. Stabilitatea este optimă când diametrul particulelor fazei disperse este mai mic de 3 μm.

Emulsiile pot fi stabilizate şi cu substanțe solide fin divizate (argila coloidală, negrul de fum, bentonitele, hidroxizii unor metale, etc.), având dimensiunile particulelor de ordinul 1 – 10 μm. În acest caz, rolul hotărâtor îl au condițiile de udare a emulgatorului solid de către ambele faze. Emulgatorii sub formă de pulberi hidrofile (Al_2O_3, MgO), care sunt uşor udați de către apă, vor favoriza emulsiile de tip U/A, în timp ce aceia hidrofobi (negru de fum, praf de cărbune, dispersii de parafină) conduc la emulsii de tip A/U. Acțiunea emulgatorilor solizi este funcție de condițiile de udare, care sunt determinate de valorile tensiunilor interfaciale la limitele solid – apă (σ_{SA}), solid – ulei (σ_{SU}) şi ulei – apă (σ_{UA}):

- dacă $\sigma_{SU} > \sigma_{UA} + \sigma_{SA}$ - solidul rămâne suspendat în faza apoasă;
- dacă $\sigma_{SA} > \sigma_{UA} + \sigma_{SU}$ - solidul rămâne suspendat în faza uleioasă;
- dacă $\sigma_{AU} > \sigma_{SA} + \sigma_{SU}$ - solidul se concentrează la interfață, situație favorabilă formării unei emulsii.

În cazul în care solidul se adună la nivelul interfeței lichid – lichid se poate scrie:

$$\sigma_{SU} - \sigma_{SA} = \sigma_{AU} \cdot \cos\theta \tag{4.212}$$

- $\sigma_{SU} < \sigma_{SA} \Rightarrow \cos\theta < 0 \Leftrightarrow \theta > 90^0$ în acest caz particulele solide sunt umectate preferențial de ulei (situația din fig. 4.62 a);
- $\sigma_{SA} < \sigma_{SU} \Rightarrow \cos\theta > 0 \Leftrightarrow \theta < 90^0$ în acest caz particulele solide sunt umectate preferențial de apă (situația din fig. 4.62 c);
- $\sigma_{SA} \cong \sigma_{SU} \Rightarrow \cos\theta \cong 0 \Leftrightarrow \theta \cong 90^0$ în acest caz particulele solide se vor fixa între cele două faze lichide (situația din fig. 4.62 b).

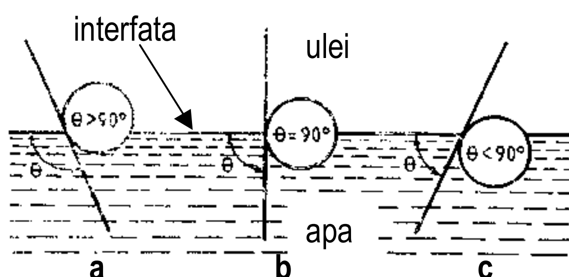


Fig. 4.62. Distribuția particulelor de emulgator solid la interfața ulei – apă

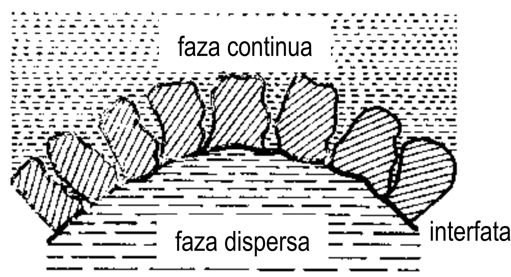


Fig. 4.63. Stabilizarea unei emulsii cu particule solide fin divizate

După cum reiese din fig. 4.62, numai în cazul unei umectări selective intermediare, respectiv numai când între particula solidă şi suprafața interfeței se formează un unghi de umectare de aproximativ 90^0, aceasta aderă la suprafața interfeței. Stabilizarea emulsiilor cu emulgatori solizi este redată schematic în fig. 4.63. Particulele solide se găsesc în cea mai mare parte în faza continuă şi sunt numai puțin umectate de faza dispersă, ceea ce conduce la o arie interfacială minimă. Concentrarea solidelor la interfață înseamnă de fapt formarea unui "film" interfacial de rezistență considerabilă care va stabiliza emulsia.

Există mai multe încercări de clasificare a emulgatorilor, multe dintre acestea neținând cont de structura chimică a lor, ci mai mult de condițiile de utilizare. *Becher* distinge trei categorii de emulgatori: compuşi tensioactivi, compuşi naturali, solide fin divizate.

Compuşii tensioactivi, deşi eficienți din punctul de vedere al reducerii tensiunii interfaciale, nu toți pot fi emulgatori convenabili. S-au utilizat reprezentanți din toate clasele de compuşi tensioactivi: anionici, cationici, amfoteri, neionici.

Dintre **compuşii tensioactivi anionici**, săpunurile sunt cei mai vechi şi cunoscuți emulgatori. Săpunurile de sodiu formează precipitate insolubile în apele dure, fiind eficiente doar în emulsiile care tolerează valori ridicate de pH. Pentru sistemele care necesită valori mai scăzute de pH se preferă aminosăpunurile de

forma R-COONHR', care sunt săpunuri ale acizilor graşi rezinici sau naftenici cu amino-alcooli, îndeosebi cu etanol-aminele. Alcoolii graşi sulfataţi, în special cei modificaţi prin condensare cu oxid de etenă, $R(OC_2H_4)_nOSO_3Na$, cu $n = 1 - 5$ se folosesc pe scară largă pentru obţinerea emulgatorilor. Se mai utilizează derivaţii sulfonaţi obţinuţi prin esterificarea alcoolilor graşi cu acidul sulfoacetic ($R\text{-}OOC\text{-}CH_2\text{-}SO_3H$ sau 2-etilhexil-sulfosuccinat), produşi sulfonaţi cu legătură intermediară amidică [$R\text{-}CO\text{-}N(CH_3)\text{-}CH_2\text{-}CH_2\text{-}SO_3Na$ şi $C_{18}H_{37}\text{-}NH\text{-}CO\text{-}CH_2\text{-}CH_2\text{-}CH(SO_3Na)COONa$]. Alchilarilsulfonaţii şi în special alchilbenzensulfonaţii cu $C_{15} - C_{30}$ se folosesc drept emulgatori în diverse industrii, având un cost scăzut şi putând concura din acest punct de vedere cu agenţii tensioactivi neionici.

Compuşii tensioactivi cationici sunt în general emulgatori slabi. Se aplică în sisteme cu pH > 7, în special în emulsiile cosmetice, datorită faptului că rămân în contact cu pielea timp îndelungat.

Compuşii tensioactivi amfoteri nu prezintă interes pentru procesul de emulsionare. Se pot menţiona din această clasă derivaţii imidazolinici.

Compuşii tensioactivi neionici nu ionizează în soluţie, sunt compatibili atât cu cei anionici, cât şi cu cei cationici şi eficienţa lor este independentă de duritatea apei sau de pH-ul soluţiei. Sunt clasa de emulgatori cu cel mai larg domeniu de aplicabilitate.

Compuşii naturali, de origine vegetală sau animală, au în general o capacitate mică de emulsionare dar, în amestec cu substanţe tensioactive, dau rezultate foarte bune, fiind din acest motiv denumiţi şi **emulgatori auxiliari**. Acţionează de obicei asupra viscozităţii emulsiei, mărind-o, împiedicând în felul acesta ecremarea. Au dezavantajul că sunt influenţaţi de modificările de temperatură şi de pH. Dintre emulgatorii naturali se pot aminti: produsele de origine vegetală, ca: gumele (agar-agar, guma arabică, guma acacia), care sunt polizaharide complexe, alginaţii, pectinele, cerurile, proteinele, saponinele, produşii naturali modificaţi, cum sunt derivaţii de celuloză (metilceluloza, carboximetilceluloza) sau compuşii de origine animală cum sunt: fosfolipidele şi sterolii (lecitina, colesterolul, lanolina), gelatina, cazeina, etc. Aceşti compuşi şi-au găsit o largă aplicabilitate în emulsiile alimentare şi în cele farmaceutice.

Dintre **solidele fin divizate** se pot enumera bentonitele şi argilele (cu caracter hidrofil), praful de cărbune (cu caracter hidrofob). Alte solide, cum ar fi praful de zinc, negrul de fum, sulfaţii bazici de Fe, Cu, Ni, Zn şi Al, hidroxizii metalelor trivalente şi divalente, nu prezintă interes pentru industria produselor alimentare, cosmetice şi farmaceutice, datorită toxicităţii, în special a celei conferite de metalele grele conţinute.

Folosirea emulgatorilor în industria alimentară necesită îndeplinirea în primul rând a unor condiţii de inocuitate, şi apoi a unor condiţii de natură tehnico-economică. Un emulgator alimentar trebuie:

- să fie lipsit de substanţe nocive şi avizat de legislaţia sanitară în vigoare;
- să aibă proprietăţi funcţionale bune, în funcţie de produsul în care urmează să fie încorporat;
- să fie uşor de încorporat în formă lichidă sau solidă (pulbere) şi să nu reacţioneze cu componentele emulsiei care trebuie să-şi păstreze nemodificată aroma;
- să nu sufere modificări în cursul depozitării, respectiv să fie stabili la acţiunea factorilor externi (lumină, umiditate, temperatură);
- să fie economici din punctul de vedere al costului şi al concentraţiei la care se utilizează.

Câţiva emulgatori alimentari, domeniile lor de utilizare, precum şi dozele permise, conform Comisiei Codex Alimentarius FAO/OMS (1992) sunt prezentaţi în tab. 4.23.

Aditivii alimentari admişi în România trebuie să corespundă următoarelor cerinţe calitative suplimentare, referitoare la conţinutul de metale grele:

- arsen – maximum 1 mg/kg;
- cadmiu – maximum 5 mg/kg;
- cupru – maximum 50 mg/kg;
- mercur – lipsă;
- plumb – maximum 10 mg/kg;
- zinc – maximum 25 mg/kg.

Tab. 4.23. Emulgatori aprobați de Comisia Codex Alimentarius FAO/OMS, 1992

Cod	Emulgator	Produsele în care se utilizează	Doza maximă admisă
(1)	(2)	(3)	(4)
-	Lecitine	Făină de grâu Lapte praf, smântână praf Preparate pentru copii sub 1 an, alimente diverse pentru copii Brânză Cottage, batoane şi bucăți de peşte panate şi congelate Smântână, ciocolată Pudră de cacao şi produse uscate pe bază de cacao şi zahăr Produse de patiserie şi unt de cacao Alimente pe bază de cereale pentru copii sub un an şi 1-3 ani Margarină, bulion, consomméuri	2 g/kg 5 g/kg 5 g/kg 5 g/kg 5 g/kg 5 – 10 g/kg 10 g/kg 15 g/kg Limitată de practica de fabricație
E-427	Gliceride ale acizilor graşi esterificați cu un amestec de acid tartric şi acetic	Margarină, bulion, consomméuri	10 g/kg
E-433	Monooleat de polioxietilenă (20) Sorbitan	Sare de calitate alimentară Castraveți în conservă	10 g/kg 500 mg/kg
E-434	Monopalmitat de polioxietilenă (20) Sorbitan	Produse de patiserie, unt de cacao	10 g/kg
E-435	Monostearat de polioxietilenă (20) Sorbitan	Margarină, ciocolată Produse de patiserie şi unt de cacao	5 g/kg 10 g/kg
E-436	Tristearat de polioxietilenă (20) Sorbitan	Margarină, ciocolată	5 g/kg
E-471	Mono- şi digliceride	Smântână praf, lapte praf (produse instant) Alimente diverse pentru copii Preparate pentru copii sub un an Smântână Batoane şi bucăți de peşte panate şi congelate Pudră de cacao, amestec cacao şi zahăr, ciocolată, produse de patiserie cu unt de cacao Alimente pe bază de cereale pentru copii sub un an şi 1-3 ani Margarină, bulion, consomméuri Gemuri şi marmelade	2,5 g/kg 1,5 g/kg 4 g/kg 5 g/kg 5 g/kg 15 g/kg 15 mg/kg Limitată de practica de fabricație Numai pentru împiedicarea spumării

Tab. 4.23 (continuare)

(1)	(2)	(3)	(4)
E-472b	Gliceridele acizilor graşi esterificaţi cu acid lactic	Margarină	10 g/kg
E-472c	Gliceridele acizilor graşi esterificaţi cu acid citric	Diverse grăsimi vegetale şi animale sau amestecuri dintre ele Margarină	100 mg/kg 10 g/kg
E-472e	Gliceridele acizilor graşi esterificaţi cu acid diacetil tartric	Margarină	10 g/kg
E-474	Zaharogliceride	Margarină	10 g/kg
E-475	Esterii poliglicerolului cu acizii graşi	Margarină	5 g/kg
E-477	Esterii acizilor graşi cu propilen glicolul	Margarină	10 mg/kg
		Pudră de cacao şi produse uscate pe bază de cacao şi zahăr	10 g/kg

4.2.7.2.4. Viscozitatea emulsiilor

Proprietăţile reologice ale emulsiei sunt influenţate şi de viscozitatea fazei continue (μ_c), fracţia volumică a fazei disperse (φ_V), viscozitatea fazei disperse (μ_d), natura emulgatorului (natura filmului interfacial), distribuţia particulelor după mărime, efectul electroviscos (creşterea viscozităţii sistemelor disperse coloidale cu particule încărcate electric, comparativ cu a sistemelor ale căror particule sunt fără sarcină electrică). Viscozitatea fazei disperse variază invers proporţional cu mărimea particulelor dispersate. În general, viscozitatea emulsiilor foarte diluate nu este cu mult mai mare decât viscozitatea fazei continue; pe măsură ce creşte gradul de dispersie, viscozitatea emulsiei creşte rapid.

Pentru emulsiile U/A având φ_V = 0,15 – 0,20, viscozitatea poate fi calculată aplicând relaţia lui *Taylor* care ţine seama şi de viscozitatea fazei disperse:

$$\mu_{emulsie} = \mu_c \cdot \left[1 + 2{,}5\varphi_V \cdot \left(\frac{\mu_d + 0{,}4\mu_c}{\mu_d + \mu_c}\right)\right] \tag{4.213}$$

Viscozitatea emulsiilor creşte cu creşterea fracţiei volumice a fazei disperse, până la un punct în care se înregistrează o scădere bruscă a valorii viscozităţii (fig. 4.64). Acest punct corespunde cu punctul de inversie a fazelor, atingându-se valoarea φ_V = 0,74. În urma inversării fazelor, concentraţia fazei disperse scade brusc la valoarea φ_V = 0,26.

În general, caracteristicile reologice ale emulsiei sunt acelea corespunzătoare fazei continue. O creştere a viscozităţii fazei continue asigură creşterea stabilităţii emulsiei, deoarece împiedică coalescenţa picăturilor sau orice transfer de masă în interiorul emulsiei.

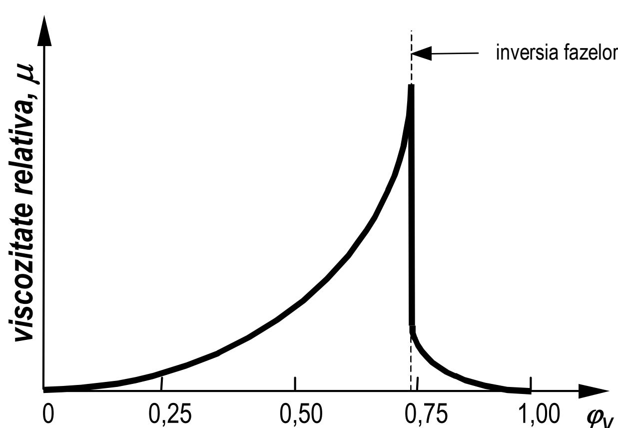


Fig. 4.64. Dependenţa viscozităţii unei emulsii de concentraţia fazei disperse

4.2.7.2.5. Stabilitatea emulsiilor

Întrucât nu există un criteriu general de apreciere a stabilității unei emulsii, este dificil de apreciat gradul de stabilitate al unui astfel de sistem. Ca şi toate sistemele microeterogene şi toate sistemele coloidale, emulsiile sunt sisteme instabile, posedând un exces de energie liberă la interfață. Instabilitatea se manifestă prin formarea spontană a agregatelor de picături cu producerea fenomenului de coalescență, respectiv de unire a mai multor picături mici într-o picătură sau un film de dimensiuni mai mari. Coalescența poate duce în final la separarea completă a emulsiei în componente.

Deşi este condiționată de numeroşi factori fizici, chimici şi fizico-chimici care nu pot fi întotdeauna strict delimitați, stabilitatea emulsiilor este condiționată de două forțe contrare: tensiunea superficială care tinde să producă coalescența particulelor dispersate şi energia de coeziune a peliculei emulgatorului care tinde să împiedice apariția fenomenului coalescenței. Chiar dacă se stabileşte un echilibru între cele două forțe, diverşi factori cum ar fi: temperatura, hidroliza, electroliții, îmbătrânirea, etc., pot duce la distrugerea acestui echilibru.

O emulsie este considerată practic stabilă atunci când sedimentează greu şi când nu prezintă uşurință la coalescență.

Factorii de stabilitate ai unei emulsii pot fi grupați în patru categorii:

a - factori referitori la faza dispersă: compoziția chimică; mărimea şi distribuția particulelor; viscozitatea; volumul, concentrația şi interacțiunea dintre particule; tensiunea interfacială; valoarea pH;
b - factori referitori la faza continuă: compoziția chimică; polaritatea; viscozitatea; valoarea pH;
c - factori referitori la emulgator: proprietățile fizice ale filmului din jurul particulelor, grosimea filmului, deformațiile particulei, influența asupra forțelor de atracție dintre particule; compoziția chimică şi concentrația; solubilitatea în faza continuă; efectul electroviscos; concentrația electrolitului în mediul apos;
d - factori referitori la condițiile de preparare: temperatură, presiune, agitare, lumină.

Creşterea polarității uleiului conduce la o scădere a stabilității emulsiilor. În cazul utilizării ca emulgatori a hidrocarburilor alifatice (C_6 – C_{16}), stabilitatea creşte cu creşterea lungimii catenei. Mărimea particulelor fazei disperse şi distribuția lor după mărime influențează hotărâtor prepararea prin agitare a emulsiilor. Din punct de vedere termodinamic, omogenizarea ar trebui să mărească stabilitatea emulsiilor, întrucât conduce la micşorarea diametrului picăturilor. Mărimea picăturilor se distribuie după o curbă gaussiană ascuțită, cu maximul corespunzând picăturilor cu diametru mic, ceea ce corespunde stării de maximă stabilitate. Curba variației mărimii picăturilor cu timpul, care conduce la o distribuție mai difuză şi cu maxim la diametre mai mari, constituie o măsură de instabilitate a emulsiei.

Orice variație de compoziție a fazei externe va influența negativ stabilitatea emulsiei. Astfel, pentru o emulsie A/U, de exemplu, faza externă uleioasă – alcătuită în general din catene hidrocarbonate cu diverse grupări funcționale (alcooli, esteri, etc.) – poate suferi un proces de oxidare, iar apariția catenelor oxidate va modifica puternic însăşi natura emulsiei. De asemenea, înlocuirea catenelor de acid stearic cu catene de acid ricinoleic scade puternic stabilitatea emulsiei.

4.2.7.2.6. Ecremarea emulsiilor

Distrugerea emulsiilor este în general un proces nedorit în tehnologia fabricării produselor alimentare, cosmetice sau farmaceutice, deşi uneori dezemulsionarea este o metodă de preparare a unui anumit produs (de exemplu ecremarea smântânii din lapte sau obținerea untului prin baterea smântânii). În alte cazuri, separarea emulsiilor în fazele componente este o operațiune necesară, de exemplu în procesele de epurare a apelor reziduale provenite din diverse ramuri industriale.

Ecremarea nu implică separarea fazelor constituente ale emulsiei inițiale, ci doar transformarea acesteia în două (sau mai multe) emulsii cu conținut diferit de fază dispersă. Emulsia cu conținut mai ridicat de fază dispersă decât emulsia inițială poartă denumirea de "cremă", de unde şi termenul de "ecremare".

Ecremarea se poate produce fie prin ridicarea la suprafaţă a fazei celei mai concentrate (cazul obţinerii smântânii din lapte), fie prin sedimentarea acesteia (cazul emulsiilor de ţiţei). În ambele cazuri, ecremarea se supune legii lui *Stokes*, care exprimă viteza de sedimentare a unei particule sferice într-un fluid viscos:

$$v_s = \frac{1}{18} \cdot \frac{d_p^2 \cdot \left(\rho_p - \rho_f\right) \cdot g}{\mu} \tag{4.214}$$

în care v_s, d_p, ρ_p reprezintă respectiv viteza de sedimentare a particulei [m/s], diametrul particulei [m] şi viscozitatea particulei [Pa.s], ρ_f şi μ reprezintă respectiv densitatea [kg/m^3] şi viscozitatea [Pa.s] fluidului în care are loc procesul, iar g reprezintă acceleraţia gravitaţională [m/s^2]. Semnul vitezei de sedimentare, deci sensul de deplasare al particulelor depinde de valoarea expresiei $\Delta\rho = (\rho_p - \rho_f)$. Dacă $\Delta\rho > 0$, particula se va deplasa în sens descendent (cazul emulsiilor A/U), iar dacă $\Delta\rho < 0$, particula se va deplasa în sens ascendent (cazul emulsiilor U/A). Ecremarea va fi cu atât mai spontană cu cât valoarea $|\Delta\rho|$ este mai mare. Ecremarea poate fi împiedicată de o serie de factori cum ar fi: diametrul particulelor fazei disperse (la valori $d_p < 5$ μm picăturile sunt supuse mişcării browniene şi nu ecremează), viscozitatea ridicată a fazei continue, valoarea redusă a diferenţei de densitate $|\Delta\rho|$.

Relaţia (4.214) este valabilă în cazul sistemelor diluate, descriind viteza de ecremare a unei singure picături. Pentru un sistem monodispers format din n_j picături de diametru d_{pj}, fiecare având masa $\frac{\pi}{6} \cdot d_{pj}^3 \cdot \rho_p$, volumul total al fazei disperse va fi:

$$V = \sum_j \frac{\pi}{6} \cdot d_{pj}^3 \cdot n_j \tag{4.215}$$

şi ţinând cont de distribuţia particulelor după rază, viteza de sedimentare va fi:

$$v_s = \sum_j \frac{\pi}{108\mu \cdot V} \cdot g \cdot n_j \cdot d_p^5 \cdot \left(\rho_p - \rho_f\right) \tag{4.216}$$

Pentru o emulsie cu picături uniforme dimensional, ecuaţia (4.216) se reduce la ecuaţia (4.214).

Ecremarea este influenţată şi de concentraţia fazei disperse. Particulele mai mari, cu tendinţă de ecremare, se ciocnesc cu cele mici, astfel încât vitezele tuturor particulelor se modifică: particulele mari îşi micşorează viteza, iar cele mici şi-o măresc. În cazul unei concentraţii suficient de mari a fazei disperse, astfel încât particulele acesteia să se atingă, mişcarea nu mai este posibilă.

Procesul de ecremare poate fi accelerat prin crearea în sistem a unui puternic câmp de forţe centrifugale (utilizarea separatoarelor centrifugale cu turaţie ridicată), sau prin utilizarea unor agenţi de ecremare sau coagulare. În calitate de agenţi de ecremare se pot utiliza electroliţii, eficacitatea acestora variind cu sarcina cationului.

Reducerea ecremării se poate realiza prin schimbarea emulgatorului, prin creşterea viscozităţii fazei continue prin adaosul de agenţi de îngroşare (metilceluloză, carboximetilceluloză, alginaţi, etc.), prin creşterea temperaturii (se micşorează astfel, prin omogenizare, dimensiunile picăturilor fazei disperse), prin adaos de solvenţi sau alte substanţe la faza dispersă (în scopul egalizării densităţilor celor două faze).

4.2.7.2.7. Dezemulsionarea

Dezemulsionarea sau ruperea emulsiei reprezintă procesul de separare completă a unei emulsii în cele două faze constituente. Procesul decurge în două etape succesive, mai întâi având loc **flocularea** picăturilor dispersate şi ulterior având loc **coalescenţa** picăturilor, ajungându-se în final la separarea fazelor.

Prin floculare, picăturile dispersate ale fazei discontinue se concentrează în agregate în care fiecare picătură îşi păstrează identitatea; în sistem se observă o creştere a vitezei de ecremare, iar în cazul emulsiilor

suficient de concentrate se remarcă şi o creştere de viscozitate. Picăturile de fază dispersă din agregate sunt separate între ele prin pelicule de fază continuă având grosimea de circa 0,01 μm. Bariera de potențial care împiedică contactul direct al suprafețelor este de origine electrostatică. După *van Tempel*, flocularea este un proces de ordin II, fiind determinat de ciocnirile "bimoleculare" ale picăturilor. Numărul agregatelor existente la un moment oarecare *t* este dat de relația:

$$n = \frac{n_0}{1 + k \cdot n_0 \cdot t} \tag{4.217}$$

în care n_0 reprezintă numărul inițial de picături iar *k* este constanta de viteză (pentru coagularea rapidă a unui sol monodispers, $k \cong 10^{-17}$ m^3/s).

Fenomenul de coalescență, reprezintă unirea agregatelor rezultate în etapa de floculare prin ruperea peliculelor de fază continuă care le separă, cu formarea unui număr din ce în ce mai redus de picături din ce în ce mai mari, până la separarea completă a fazelor. O mărime importantă în proces este viteza de coalescență, definită ca variația volumului mediu al picăturii de fază dispersă în unitatea de timp:

$$v_c = \frac{d\overline{V}}{dt} \quad ; \quad \overline{V} = \frac{V \cdot \varphi_V}{n} \tag{4.218}$$

în care *V* este volumul emulsiei, φ_V este fracția volumică a fazei disperse, *n* este numărul picăturilor fazei disperse, $\overline{V}$ este volumul mediu al unei picături, iar v_c este viteza de coagulare.

Pe baza teoriei cinetice a coagulării rapide, *Davies* arată că viteza de coalescență a unei emulsii U/A este dată de expresia:

$$v_{c1} = C_1 \cdot \exp\left\{ -\frac{B \cdot \psi_0^2 + \theta \sum E_h}{RT} \right\} \tag{4.219}$$

în care ψ_0 este potențialul electric al suprafeței picăturilor, $\sum E_h$ este energia de hidratare a tuturor grupelor polare din molecula emulgatorului, θ este gradul de acoperire a suprafeței cu stabilizator, *B* este o constantă numerică (uzual egală cu 0,24), iar C_1 este un factor de coliziune egal cu $k.V.\varphi_V$, *k* fiind constanta de viteză. Picăturile emulsiei U/A au o încărcare electrică superficială şi la producerea coalescenței trebuie învinsă bariera energetică de natură electrostatică (redată prin termenul $B \cdot \psi_0^2$) şi simultan îndepărtată apa de hidratare de la suprafața picăturilor (termenul $\theta.\sum E_h$).

În cazul emulsiilor A/U, coalescența picăturilor de apă este împiedicată de catenele hidrocarbonate ale emulgatorului de pe suprafața lor. Viteza de coalescență va fi deci:

$$v_{c2} = C_2 \cdot \exp\left\{ -\frac{2n \cdot \theta \cdot E_{CH_2}}{RT} \right\} \tag{4.220}$$

în care C_2 este factorul de coliziune dintre picăturile de apă, E_{CH_2} este bariera energetică pe care o ridică fiecare grupare $-CH_2-$ la trecerea în apă, *n* este numărul de grupe $-CH_2-$ din fiecare catenă hidrocarbonată a moleculei de emulgator, θ având aceeaşi semnificație ca şi în ecuația (4.219).

În procesul de emulsionare a două lichide se formează simultan ambele tipuri de emulsii, U/A şi A/U, dar stabilă este numai una dintre ele, fenomen explicabil prin diferența valorilor vitezelor de coalescență. În cazul în care $v_{c2}/v_{c1} >> 1$, se obține emulsia U/A, viteza de coalescență a emulsiei A/U fiind mult mai mare decât viteza de coalescență a emulsiei U/A. În mod similar, dacă $v_{c2}/v_{c1} << 1$ se va forma emulsia A/U.

În conformitate cu teoria DLVO (*Dereaghin-London-Verwey-Overbeek*), de stabilitate a sistemelor disperse liofobe, când două picături se apropie una de alta, forța *F* care acționează asupra lor este dată de ecuația:

$$F = F_H + F_{DL} - F_{VW} + \left(F_{CB} - F_{CF}\right) \pm F_G \tag{4.221}$$

în care F_H este forța hidrodinamică a cărei acțiune provoacă mişcarea fazei continue printre picături şi deformarea suprafețelor lor din cauza presiunii dezvoltate între ele, F_{DL} este repulsia electrostatică a stratului dublu, F_{VW} este forța de atracție *van der Waals*, $F_{CB} – F_{CF}$ este mişcarea de viteză produsă de faza continuă, iar F_G este forța gravitațională. Probabilitatea de coalescență a picăturii se consideră a fi mai mare în acele puncte în care *F* are valoarea maximă. Totodată, trebuie luat în considerare şi efectul *Marangoni*, care apare ca rezultat al mişcării moleculelor filmului dintre picăturile emulsiei, cauzată de gradienții de presiune interfaciali; această mişcare va antrena filmul adiacent către sau de la punctele de contact ale picăturilor dispersate. Când începe procesul de coalescență se produce o compresiune a monostratului adsorbit, creându-se astfel o barieră energetică care va fi depăşită numai de picăturile care se ciocnesc cu suficientă energie cinetică. Această energie este independentă de mărimea picăturii, fiind funcție doar de distanța dintre picături şi de modulul de compresibilitate superficial.

Fenomenul de coalescență poate duce la spargerea unei emulsii (dezemulsionare) sau la inversarea fazelor acesteia. Aceste două transformări sunt redate schematic în fig. 4.65.

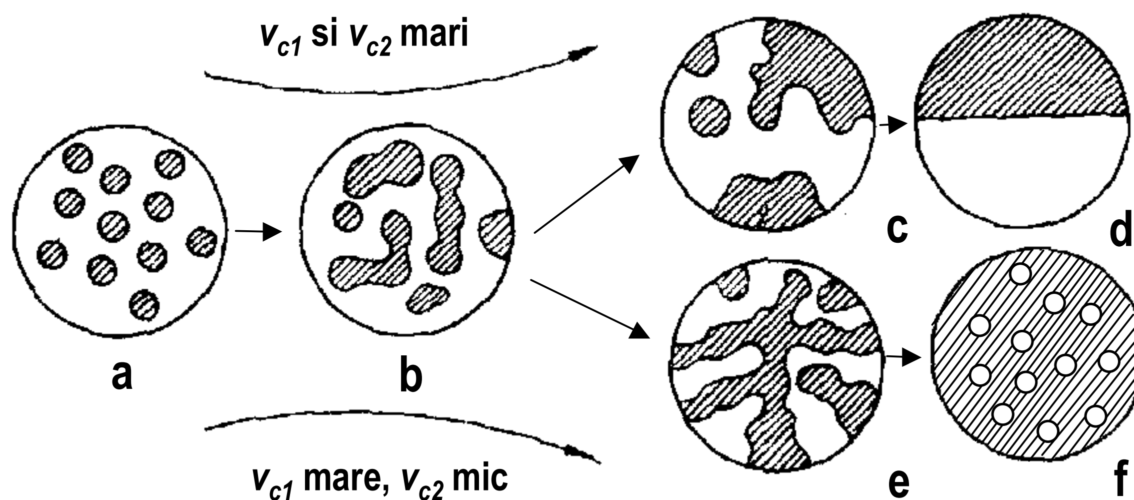


Fig. 4.65. Reprezentarea schematică a dezemulsionării (a – b – c – d) şi a inversiei fazelor unei emulsii (a – b – e – f) (după Davies)

Dacă ambele viteze de coalescență sunt mari, în sistem nu este stabilă nici una dintre cele două tipuri de emulsii şi se produce dezemulsionarea (etapele a – b – c – d din fig. 4.65). Când $v_{c1} >> v_{c2}$, emulsia inițială U/A se inversează (etapele a – b – e – f din fig. 4.65) deoarece emulsia A/U devine mai stabilă. Datele experimentale sunt în bună concordanță cu valorile calculate pe baza expresiilor (4.219) şi (4.220). Astfel, pentru o emulsie U/A stabilizată cu stearat de calciu s-a evaluat $v_{c1} \cong C_1$, în timp ce $v_{c2} \cong 10^{-7} C_2$.

Deoarece flocularea şi coalescența se desfăşoară consecutiv, viteza globală a procesului de dezemulsionare va fi dictată de viteza procesului cel mai lent. În cazul emulsiilor diluate, determinant de viteză este procesul de floculare, în timp ce în cazul emulsiilor concentrate, determinantă de viteză este coalescența picăturilor fazei disperse.

Separarea fazei uleioase de faza apoasă depinde nu numai de interacțiunea dintre picături, ci şi de ceilalți factori care intervin în legea lui *Stokes*. Factorii de importanță majoră sunt viscozitatea fazei continue, mărimea particulelor şi sarcina de suprafață, aceştia controlând viteza de apropiere a particulelor una de alta.

Procesul de dezemulsionare poate avea loc atât prin schimbarea proprietăților stratului dublu electric al particulelor, cât şi prin utilizarea unor substanțe puternic tensioactive dezemulsionante.

Pentru spargerea emulsiilor se utilizează o mare varietate de procedee de natură mecanică, fizică, chimică, electrică. Procedeele de natură fizico - mecanică include utilizarea vitezelor mari de forfecare, încălzirea, circulația în contracurent, filtrarea, centrifugarea, supunerea la vibrații sonice sau ultrasonice. Aceste procedee se utilizează în general pentru spargerea emulsiilor de tip U/A. Formarea untului este un exemplu de spargere a unei emulsii de stabilitate medie (smântâna cu circa 36% grăsime) prin agitare (batere) la temperaturi relativ coborâte, de 286 – 291 K. Emulsiile stabilizate de proteine pot fi distruse prin agitare, încălzire sau degradare chimică. Tehnicile electrice de dezemulsionare implică aplicarea unui curent alternativ sau continuu de înaltă tensiune (10 – 15 kV) emulsiilor de tip A/U. Sub acțiunea acestuia, are loc coalescența picăturilor de apă, printr-un efect de electroforeză accelerat.

4.2.7.2.8. Tehnici de obținere a emulsiilor

Procesul de obținere a emulsiilor este influențat de mai mulți factori, dintre care cei mai importanți sunt: modul de adăugare a emulgatorului, ordinea adăugării fazelor, temperatura de lucru, gradul de amestecare, aparatura folosită.

Pentru a obține o emulsie stabilă, ordinea de introducere a fazelor şi modul adăugării emulgatorului sunt esențiale. De obicei, faza dispersă se introduce treptat în faza continuă, dar regula nu este generală, fiecare sistem având comportarea sa proprie. Raportul dintre volumul fazelor este important: dacă ambele faze sunt prezente în acelaşi recipient, factorii mecanici pot favoriza dispersarea lichidului aflat în proporție mai redusă.

Emulgatorul se poate dizolva în faza apoasă, ulterior adăugându-se în amestec faza uleioasă, sub agitare energică, obținându-se astfel spontan o emulsie de tip U/A. Dacă emulgatorul se dizolvă în faza uleioasă, fie se toarnă amestecul ulei - emulgator în faza apoasă, obținându-se spontan o emulsie de tip U/A, fie se adaugă treptat faza apoasă peste amestec, obținându-se o emulsie de tip A/U, care, prin adăugare ulterioară de fază apoasă, suferă fenomenul de inversie a fazelor, trecând într-o emulsie de tip U/A. Faza apoasă se introduce la început lent, apoi într-un ritm accelerat, agitându-se puternic. Dacă nu se procedează în acest mod, nu se mai produce inversia fazelor şi pot apărea emulsii de mai multe tipuri.

În unele cazuri, cum ar fi emulsionarea cu săpunuri, emulgatorul poate fi preparat *in situ* (în timpul procesului de emulsionare). Astfel, acizii graşi superiori se dizolvă în faza uleioasă, peste care se toarnă faza apoasă, care conține baze (NaOH, KOH, NH_4OH) în concentrații corespunzătoare. Prin amestecarea fazelor are loc reacția de neutralizare a acizilor graşi, cu formarea la interfață a săpunului care stabilizează picăturile de fază dispersă formate.

O tehnică de lucru caracteristică industriei alimentare şi celei farmaceutice (tehnică utilizată la prepararea maionezei şi a altor emulsii de uleiuri vegetale) este aceea a adăugării alternative a fazelor: peste emulgator se adaugă alternativ, în porțiuni mici, apa şi uleiul.

Alegerea emulgatorului este factorul determinant în prepararea emulsiei. Cantitatea optimă de emulgator se stabileşte prin experimentare directă, pentru fiecare sistem existând o valoare a concentrației emulgatorului pentru care stabilitatea emulsiei este maximă.

4.2.7.2.9. Echipamente utilizate pentru obținerea emulsiilor

Echipamentele utilizate pentru prepararea emulsiilor au rolul de a diviza faza dispersă a emulsiei în picături cât mai mici şi de a dispersa cât mai uniform aceste picături în volumul fazei continue. Pentru realizarea acestor deziderate se folosesc diverse dispozitive, maşini şi aparate: agitatoare cu elice sau cu turbină, agitatoare oscilante (pulsatorii), agitatoare cu forfecare puternică, de tip rotor-stator, montate în recipient sau pe

traseul de curgere (în conductă), pompe centrifuge, omogenizatoare sub presiune, mori coloidale, dispozitive cu ultrasunete, etc.

Alegerea unuia sau altuia dintre echipamentele menționate se face ținând cont de o serie de factori, cum ar fi: mărimea şarjei care se prelucrează (capacitatea recipientului), viscozitatea fluidelor care se amestecă, viteza de forfecare realizată, diametrul picăturilor fazei disperse, distribuția particulelor fazei disperse după mărimea lor.

Graficul din fig. 4.66 oferă o imagine asupra dimensiunilor şarjelor şi a viscozității fluidelor care pot fi prelucrate în recipiente prevăzute cu diferite tipuri de dispozitive de emulsionare, în timp ce graficul din fig. 4.67 prezintă viteza de forfecare maximă realizată de diverse dispozitive de emulsionare.

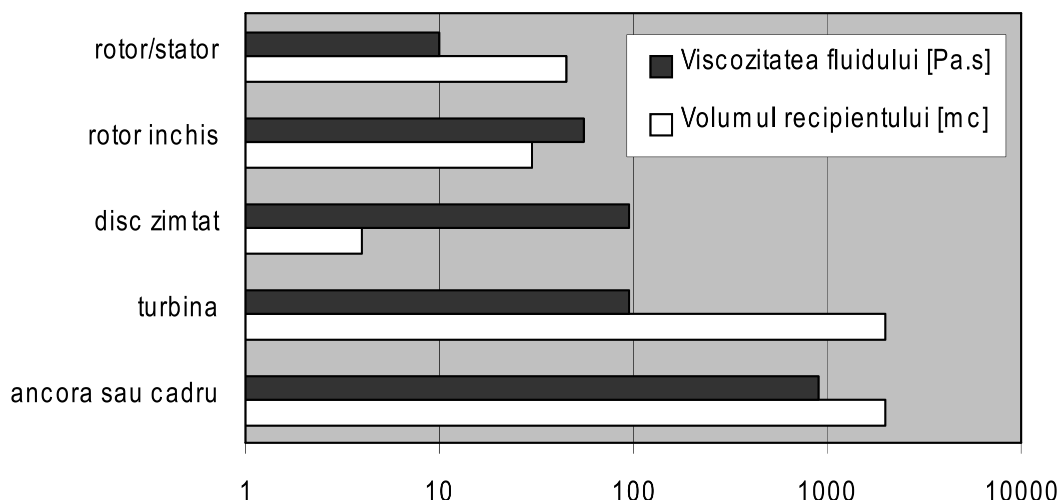


Fig. 4.66. Volumul şarjelor şi viscozitatea fluidelor prelucrate de diferite dispozitive de emulsionare

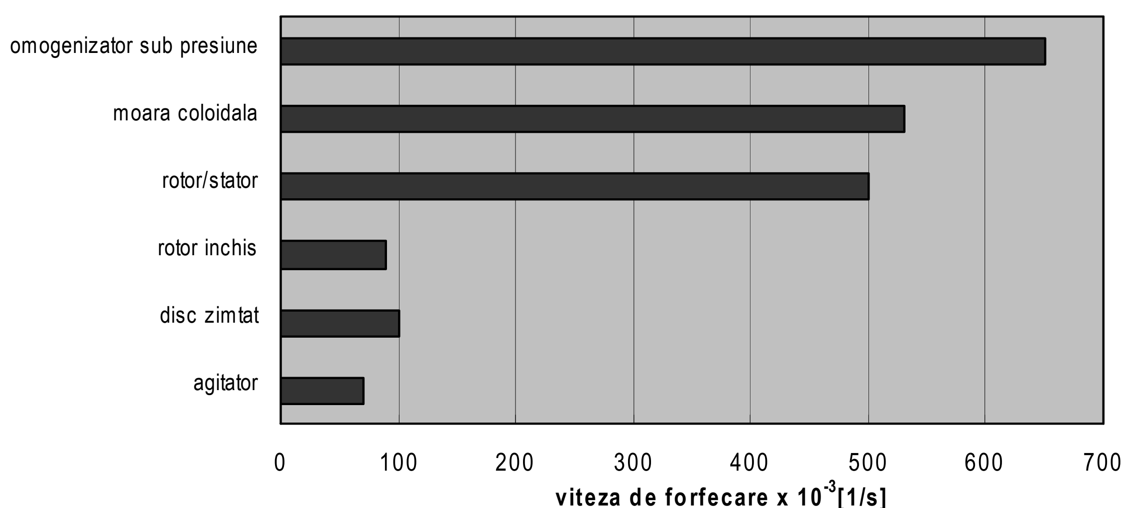


Fig. 4.67. Valoarea maximă a vitezei de forfecare pentru diferite echipamente de emulsionare

Agitatoarele de diverse tipuri (cu cadru, cu ancoră, cu brațe drepte sau înclinate, cu elice, cu turbină cu palete drepte sau curbate, etc.) se pot utiliza pentru amestecarea lichidelor miscibile, sau pentru menținerea uniformității conținutului unui recipient. Pentru amestecarea unor lichide nemiscibile în vederea obținerii unor emulsii stabile, aceste agitatoare sunt mai puțin utilizate, viteza de forfecare realizată fiind scăzută. Mai eficiente din acest punct de vedere sunt agitatoarele cu disc zimțat, cu rotor închis (tip colivie) sau cu rotor şi stator.

Agitatoarele cu disc zimțat (fig. 4.68) sunt prevăzute la capătul arborelui cu un rotor sub formă de disc, discul având pe periferie o serie de dinți cu diverse profiluri şi poziții. Scopul lor este de a induce curgerea turbulentă chiar lângă periferia discului. Aceste agitatoare sunt operate la turații ridicate, producând astfel puternice forțe de forfecare hidraulică. Rezistența la curgere a fluidului provoacă creşterea forțelor de forfecare, eficiența amestecătorului crescând. Aceste agitatoare sunt optime pentru fluide cu viscozități cuprinse între 10 şi 50 Pa.s, în recipiente cu volumul sub 4 m^3. Chiar şi la acest volum al vasului, agitatoarele cu disc zimțat sunt deseori dublate de alte agitatoare care să promoveze curgerea, în special în cazul prelucrării amestecurilor cu viscozitate ridicată.

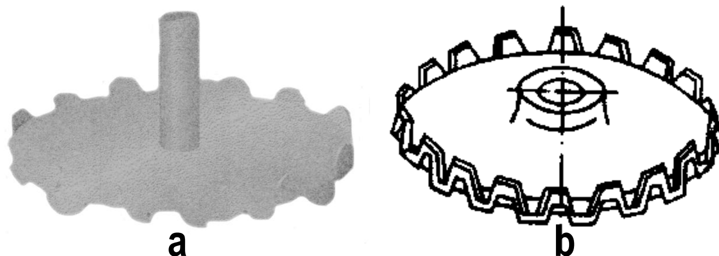


Fig. 4.68. Agitatoare cu disc zimțat:
a – dinți semicirculari; b – dinți trapezoidali.

Agitatoarele cu rotor închis sau **agitatoarele colivie** cum mai sunt denumite (fig. 4.69 a), sunt alcătuite dintr-un rotor tip colivie cu fante verticale fixat la capătul unui arbore care se roteşte cu viteză ridicată. Lichidul este aspirat axial în rotor, forța centrifugă expulzându-l apoi prin fantele verticale. Mărimea fantelor determină debitul, viteza şi forfecarea pe care le produce rotorul. O formă perfecționată a acestor agitatoare este agitatorul *ROTOSOLVER* ® al firmei americane *Admix* (fig. 4.69 b). Acesta combină efectul de forfecare al agitatorului cu disc zimțat cu debitul ridicat şi viteza mare de circulație a rotoarelor cu lamele duble. Acțiunea de amestecare decurge în aceste dispozitive în 4 etape:

a - aspirarea fluidelor pe la capetele rotorului în interiorul său şi supunerea lor unei forfecări intense la trecerea printre dinții lamelor profilate de la extremități;
b - cele două fluxuri de fluid absorbite prin extremitățile rotorului se întâlnesc provocând o turbulență puternică şi o forfecare hidraulică suplimentară;
c - fluidul este împins centrifugal spre circumferința rotorului, este forțat să iasă prin fantele acestuia, fiind din nou supus unor efecte suplimentare de forfecare;
d - viteza ridicată a refulării radiale, combinată cu mişcarea lentă a fluidului în interiorul recipientului realizează omogenizarea conținutului vasului.

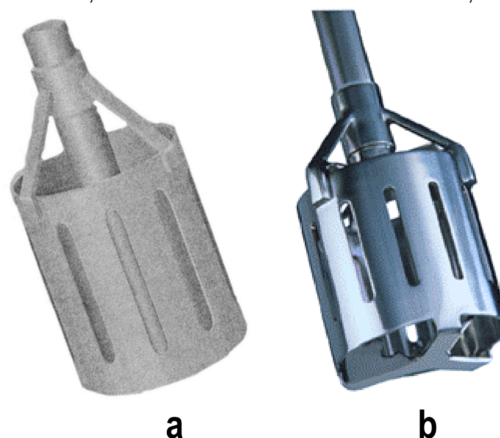


Fig. 4.69. Agitatoare cu rotor închis:
a – simplu; b – cu intrare axială profilată.

Astfel de agitatoare pot procesa lichide cu viscozități de până la 50 Pa.s, în recipiente cu capacități cuprinse între 15 – 100 l (instalații pilot), până la instalații industriale de 15 – 20 m^3.

Agitatoarele cu rotor şi stator sunt alcătuite în principiu dintr-un rotor montat pe un arbore care se roteşte la turații ridicate în interiorul unei piese staționare (stator) prevăzut cu deschideri de diferite forme şi dimensiuni. Atât rotorul cât şi statorul se fabrică într-o mare varietate de forme constructive (fig. 4.70). Aceste dispozitive produc o forfecare hidraulică puternică, atât datorită vitezei periferice ridicate a rotorului, cât şi datorită

vitezei materialului pompat prin stator. În ansamblul rotor – stator au loc simultan mai multe procese de impact, măcinare, cavitație, forfecare mecanică, forfecare hidraulică, turbulență, toate contribuind la creşterea eficacității dispozitivului.

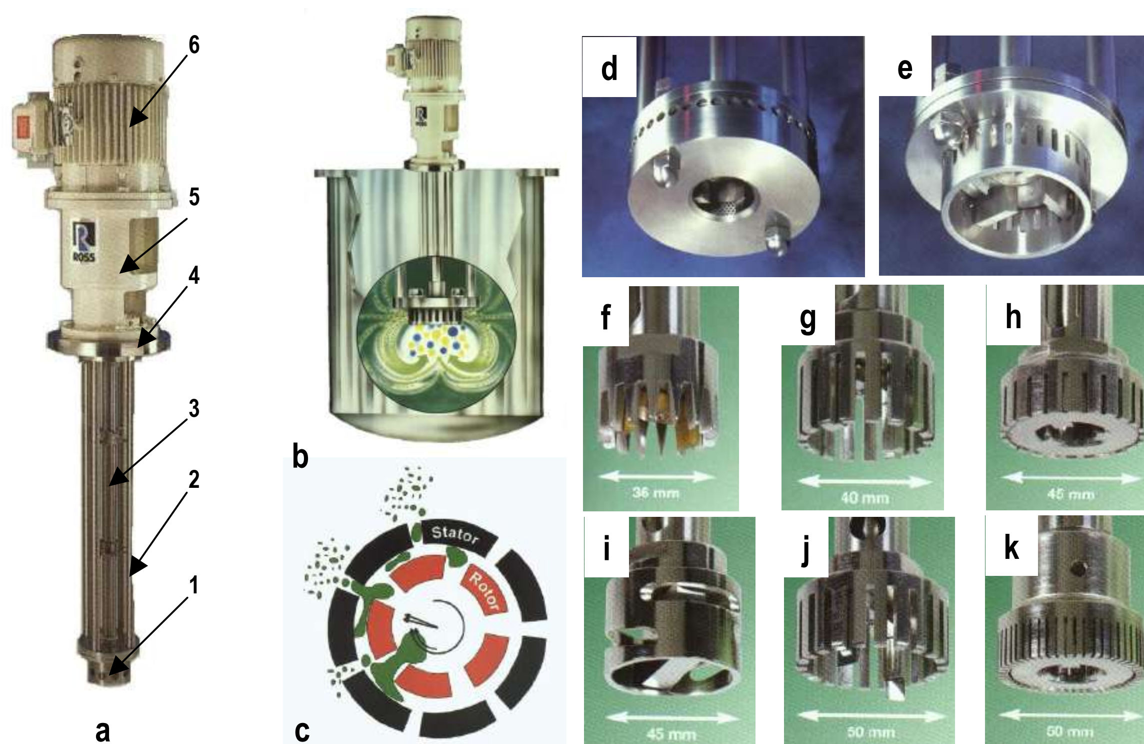


Fig. 4.70. Agitatoare cu rotor şi stator:
a – vedere generală (1 – ansamblu rotor – stator; 2 – tije susținere stator; 3 – ax rotor; 4 – flanşă de prindere pe recipient; 5 – cuplaj; 6 – motor de antrenare rotor); b – spectru de curgere în zona agitatorului; c – principiu de funcționare; d … k – tipuri constructive de ansambluri rotor – stator.

Acțiunea de pompare a rotorului stabileşte viteza şi turbulența fluidului în interiorul capului de amestecare precum şi la trecerea prin fantele statorului. Forma, poziția şi dimensiunile fantelor din stator determină tipul acțiunii efectuate de agitator asupra materialelor prelucrate. Impulsul transferat fluidului care părăseşte statorul produce circulația şi deci şi amestecarea fluidului în întreg volumul recipientului. Uneori, pentru a orienta fluidul către intrarea în rotor, pe axul rotorului se montează, ceva mai sus, un agitator cu circulație axial descendentă (elice, turbină cu palete înclinate, etc.), care are rolul de a împinge fluidul aflat la partea superioară a recipientului în zona de acțiune a ansamblului rotor – stator. Turația agitatorului poate atinge şi 10000 rot/min. Astfel de agitatoare se pot utiliza în medii cu viscozități relativ reduse (până la 25 Pa.s) în recipiente de până la 25 m^3. Ansamblurile rotor – stator sunt fixate de arbore prin şuruburi, pentru a permite demontarea rapidă, fie în vederea curățirii, fie în vederea schimbării cu un alt tip constructiv, pentru o altă operație specifică.

În cazul în care este necesară prelucrarea unor debite (şarje) mai mari, utilizarea agitatoarelor montate în vas, chiar cu asigurarea unor agitatoare "clasice" suplimentare, nu este suficientă pentru asigurarea omogenizării produsului într-un timp rezonabil. În aceste condiții este indicată utilizarea agitatoarelor montate în flux (**in-line mixers**), în conformitate cu schema redată în fig. 4.71. Vasul poate fi prevăzut suplimentar cu un agitator cu elice, cu turbină, sau de alt tip, pentru asigurarea macroamestecării. Pentru prepararea emulsiilor, ca agitatoare montate în flux se pot utiliza: agitatoare cu elice sau turbină, agitatoare cu rotor şi stator, mori coloidale şi omogenizatoare sub presiune.

Agitatoarele cu elice sau turbină generează viteze de forfecare destul de scăzute, astfel încât nu pot fi utilizate pentru obținerea unor emulsii cu dispersie fină a fazei discontinue. Sunt similare constructiv cu agitatoarele turbină sau elice montate în recipient, cu excepția faptului că arborele motor este mult mai scurt şi este montat coaxial în conducta de circulație a fluidelor. Astfel de amestecătoare sunt eficiente pentru amestecarea unor lichide având viscozități diferite.

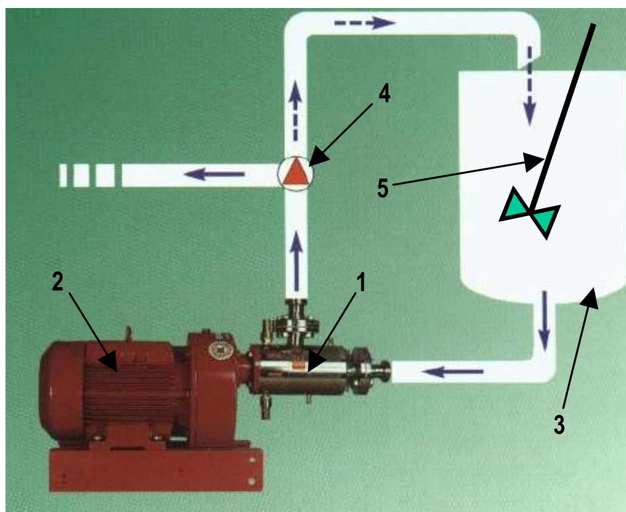


Fig. 4.71. Instalație de emulsionare cu amestecător în flux: 1 – amestecător în flux; 2 – motor de antrenare; 3 – vas; 4 – robinet cu 3 căi; 5 – amestecător suplimentar

Agitatoarele cu rotor şi stator lucrează pe acelaşi principiu ca şi cele montate în recipient; sistemul de conducte care leagă agitatorul de recipient permite alimentarea axială şi evacuarea radială a fluidului din camera agitatorului. Tipul constructiv al rotorului determină volumul de fluid debitat de acesta, în timp ce turația sa influențează hotărâtor forfecarea, măcinarea şi dezintegrarea particulelor solide. Distanța dintre rotor şi stator precum şi forma şi dimensiunile fantelor statorului diferă de la o firmă producătoare la alta, aceste caracteristici influențând cu precădere genul de aplicație pentru o anumită combinație rotor-stator.

Câteva tipuri constructive de ansambluri rotor – stator sunt redate în fig. 4.72, în fig. 4.73 fiind redate câteva agitatoare pentru montare în flux.

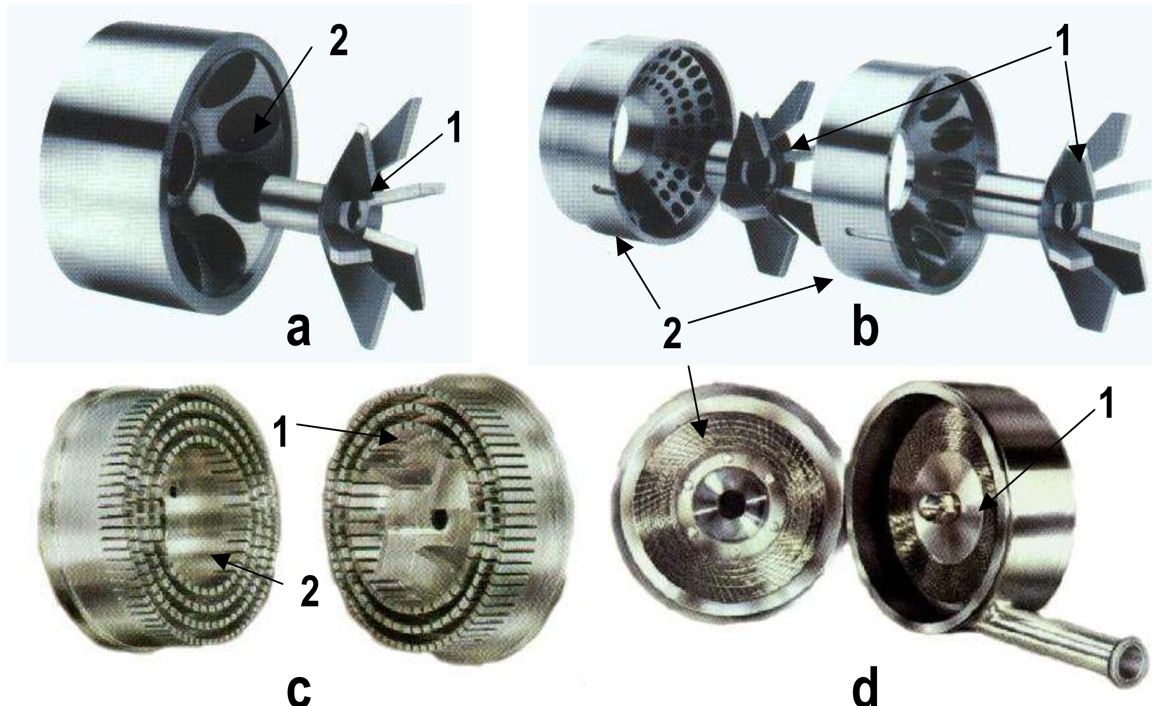


Fig. 4.72. Tipuri constructive de ansambluri rotor – stator: a – într-o singură treaptă; b – în două trepte; c – cu trei rânduri de dinți profilați întrețesuți; d – cu canale întrețesute. 1 – rotor; 2 – stator.

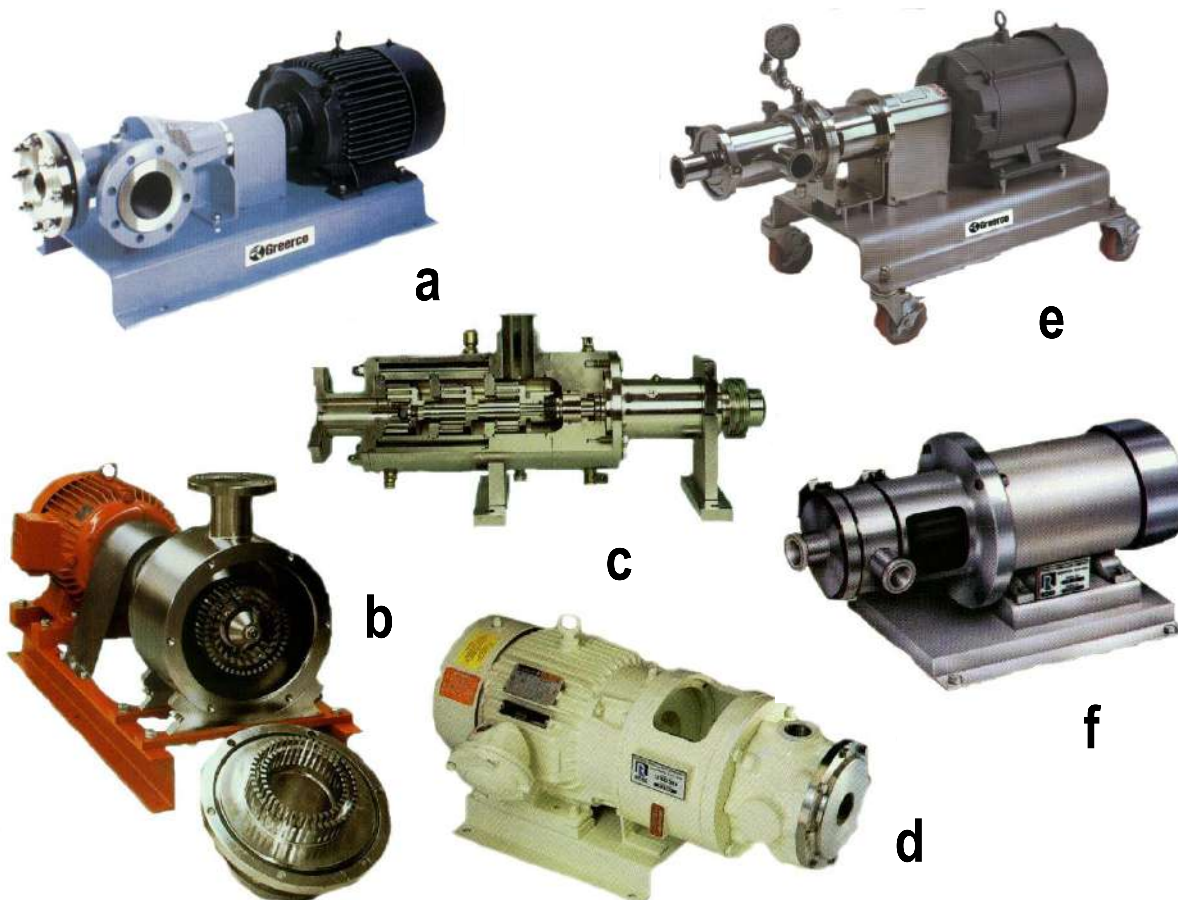


Fig. 4.73. Agitatoare de tip rotor – stator montate "în flux" (in line):
a – tip Greerco (Chemineer Inc.); b - tip Megatron MT 220 (Kinematica AG); c – tip Megatron etajat cu trei dispozitive rotor – stator (Kinematica AG); d – tip HP 400 (Charles Ross & Son Co.); e – tip Greerco în construcție sanitară (Chemineer, Inc.); f – tip HP în construcție sanitară (Charles Ross & Son Co.).

Rotoarele de tipul celor redate în fig. 4.72 d prezintă o eficiență deosebită, putând realiza emulsii la nivel submicrometric printr-o singură trecere a amestecului prin amestecător. Câteva caracteristici ale unor amestecătoare echipate cu astfel de rotoare sunt prezentate în tab. 4.24.

Tab. 4.24. Caracteristicile unor amestecătoare în flux din seria X produse de Charles Ross & Son Co.

Tipul de amestecător	Turația [rot/min]	Diametru [mm]			Capacitate [l/h]	Putere motor [kW]
		rotor	aspirație	refulare		
410X-3	15000	75	20	12	38	7,5
420X-3	15000	75	20	12	38	15
430X-6	7200	150	38	38	76	22,5
440X-9	4800	225	38	38	171	30
450X-12	3600	300	50	50	338	38
460X-12	3600	300	50	50	338	45
475X-15	3000	375	100	100	540	55
4100X-18	2400	450	200	150	720	75

Alte tipuri constructive de rotoare sunt redate în fig. 4.74, o parte din caracteristicile lor fiind redate în tab. 4.25.

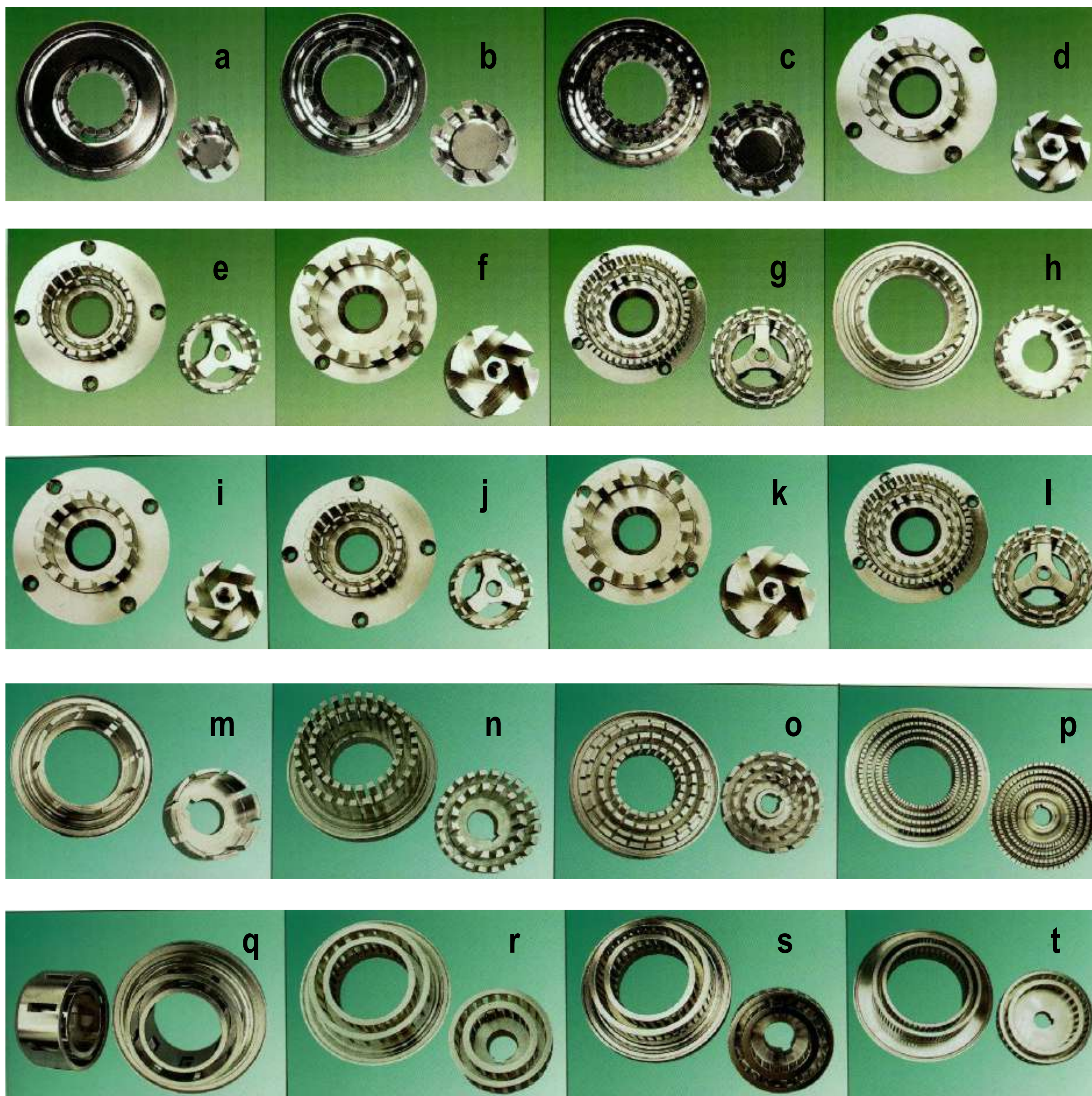


Fig. 4.74. Tipuri constructive de rotor – stator pentru amestecătoare în flux ale firmei Kinematica AG: a … h – pentru instalații de laborator şi pilot;i … t – pentru instalații pilot şi industriale.

Morile coloidale sunt similare din punct de vedere constructiv amestecătoarelor cu ansamblu rotor – stator montate în flux. Deosebirile constau în faptul că în morile coloidale cantitatea de fluid reținută în zona de lucru este mai mare, iar în fluid se introduce mai multă energie per trecere. De asemenea, morile coloidale sunt prevăzute cu un dispozitiv care permite reglarea distanței dintre rotor şi stator, permițând astfel un control îmbunătățit al vitezelor de forfecare şi al timpului de retenție a materialului prelucrat în moară.

Tab. 4.25. Caracteristici ale ansamblurilor rotor – stator redate în fig. 4.74

Fig. 4.74:	Tip	Viteza periferică a rotorului [m/s]	Debit prelucrat [l/h]	Aplicații tipice
a	MTG 20/2	max. 25,0	max. 1200	dispersare S-L, sfărâmare, măcinare umedă, extracție, amestecare intensă
b	MTG 30/2	max. 35,0	max. 2400	
c	MTG 30/4	max. 34,0	max. 1800	suspensii fine, emulsionare, dizolvare, extracție
d, i	MTG 36/2	max. 29,0	max. 3500*	dispersare S-L, G-L, sfărâmare, măcinare umedă, extracție, amestecare intensă
e, j	MTG 36/4	max. 26,0	max. 2000*	suspensii fine, emulsionare, dizolvare, extracție
f, k	MTG 48/2	max. 32,0	max. 4000*	dispersare S-L, G-L, sfărâmare, măcinare umedă, extracție, amestecare intensă
g	MTG 47/6	max. 36,0	max. 3600	suspensii fine S-L, G-L, emulsionare, măcinare
h	K	max. 36,0	30 – 10000	producere de sosuri, dressinguri, maioneze
l	MTG 48/6	max. 36,0	max. 3500*	suspensii fine S-L, G-L, emulsionare, măcinare
m	G	10,0 – 31,0	2400 – 130000*	dispersare solide mari, măcinare, sfărâmare
n	M	10,0 – 31,0	2400 – 130000*	emulsii şi suspensii cu dimensiuni medii ale picăturilor, dezaglomerare, măcinare umedă
o	F	10,0 – 31,0	2400 – 130000*	
p	FF	10,0 – 31,0	2400 – 130000*	
q	HG	21,0 – 40,0	2400 – 60000*	dispersare solide mari, măcinare, sfărâmare
r	HM	21,0 – 40,0	2400 – 60000*	emulsii şi suspensii cu dimensiuni medii ale picăturilor, dezaglomerare, măcinare umedă
s	HF	21,0 – 40,0	2400 – 60000*	
t	HS	21,0 – 40,0	2400 – 60000*	emulsii şi suspensii fine, măcinare umedă, dispersii G-L, dezaglomerare

* - raportat la apă

În fig. 4.75 este redată o moară coloidală verticală, moara coloidală *Premier*. Piesa esențială a morii este rotorul tronconic (*1*) care se roteşte foarte rapid la distanță mică şi reglabilă de carcasa (*2*). Principalele caracteristici ale acestei mori sunt redate în tab. 4.26.

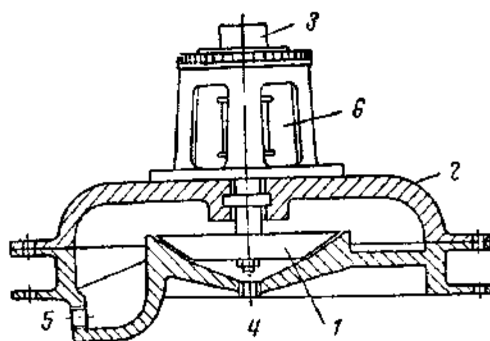


Fig. 4.75. Moară coloidală verticală Premier: 1 – rotor; 2 – carcasă; 3 – şurub reglare distanță rotor – carcasă; 4 – alimentare; 5 – evacuare; 6 – roată de transmisie.

Tab. 4.26. Caracteristici ale morilor coloidale Premier

Caracteristica	Mori	
	industriale	mici
Diametru maxim rotor [mm]	150 – 400	75 – 100
Turație rotor [rot/min]	3600	7200 - 17000
Debit de material prelucrat [m^3/h]	max. 6,8	0,023 – 0,70
Putere necesară [kW]	max. 75	-
Distanța minimă rotor – carcasă [mm]	0,04 – 1,0	

Moara coloidală *W250HB* (*Chemineer, Inc.*) poate funcţiona în poziţie orizontală (fig. 4.76), dar poate fi utilizată şi în poziţie verticală, prin adaptarea unui buncăr de alimentare cu conductă de recirculare şi montarea morii propriu-zise pe un stativ vertical. Ansamblul rotor – stator poate fi cu suprafeţe de lucru plane, utilizabil pentru majoritatea emulsiilor şi suspensiilor, sau cu suprafeţe de lucru canelate, special proiectate pentru obţinerea emulsiilor viscoase, cum ar fi, de exemplu, maioneza.

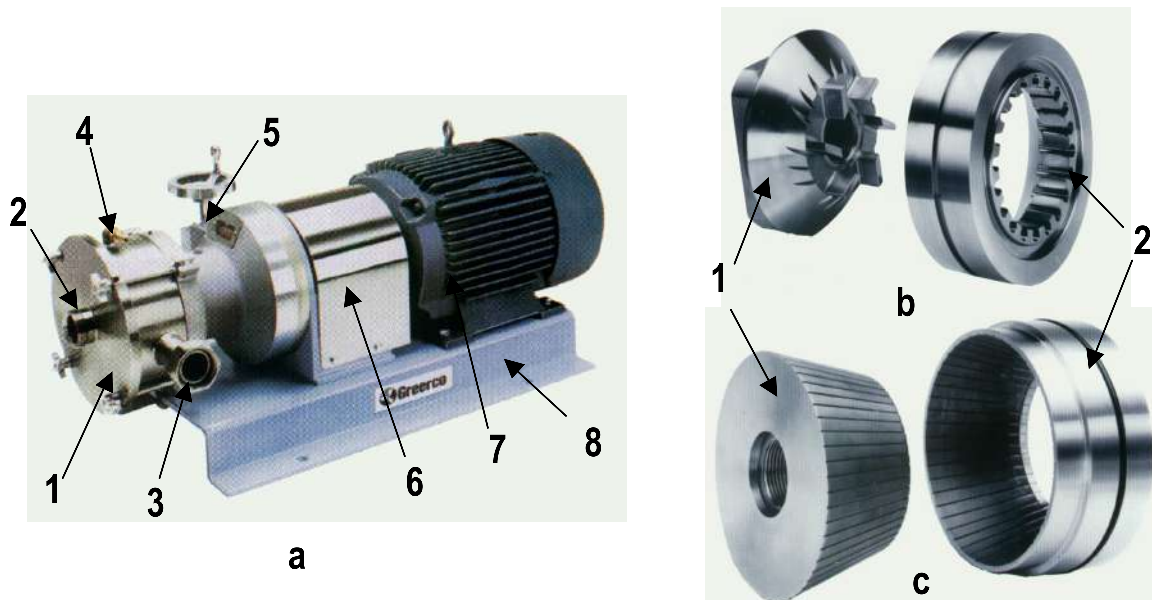


Fig. 4.76. Moară coloidală W250HB (Chemineer, Inc.):
a – vedere de ansamblu: 1 – carcasa; 2 – alimentare; 3 – evacuare; 4 – racord pentru spălare; 5 – dispozitiv pentru reglarea distanţei rotor-stator; 6 – cuplaj; 7 – motor de antrenare; 8 – batiu;
b – ansamblu rotor (1) – stator (2) standard; c – ansamblu rotor (1) – stator (2) cu caneluri.

Principalele dezavantaje ale morilor coloidale sunt faptul că necesită o pompă suplimentară pentru alimentare (consum suplimentar de energie) şi au debite limitate.

Omogenizatoarele sub presiune sunt dispozitive alcătuite dintr-o pompă de înaltă presiune şi un mecanism cu orificii în interiorul căruia are loc reducerea presiunii create de pompă. Se utilizează fie pompe cu turaţie fixă şi dispozitive cu orificii variabile (denumite valve), fie pompe cu turaţie variabilă şi dispozitive cu orificii fixe (denumite camere). Aceste omogenizatoare trimit o cantitate mică de material în zona cu orificii, zonă supusă cavitaţiei şi turbulenţei intense, materialul fiind astfel supus unor tensiuni de forfecare extrem de ridicate. În ciuda faptului că produc emulsii foarte fine, omogenizatoarele sub presiune au dezavantajul că pot prelucra doar debite reduse (câteva sute de litri/min) de lichide cu viscozitate redusă (uzual sub 0,5 Pa.s).

Dispozitivele cu ultrasunete sunt folosite frecvent în instalaţiile de laborator şi micropilot, dar şi pentru microproducţie atât în prepararea emulsiilor (de ulei în apă, de acizi graşi, de cosmetice, de combustibili, etc.), cât şi în procese de dezmembrare a celulelor din ţesuturi, viruşi, bacterii, sânge, de omogenizare a probelor de ţesuturi, de dispersare a bacteriilor şi celulelor de cultură, de dezaglomerare a pulberilor, de degazare a lichidelor (apă, bere, solvenţi, etc.), de extracţie a proteinelor, enzimelor, acizilor nucleici, a sucurilor din pulpa de fructe, în procese de curăţire, dizolvare, mărunţire, etc. Cu ajutorul ultrasunetelor se pot obţine emulsii în care particulele fazei disperse ajung la dimensiuni de până la 0,01 μm.

Un astfel de dispozitiv cu ultrasunete este prevăzut cu un generator care produce pulsuri energetice de înaltă tensiune la frecvenţa de 20 kHz. Un convertor transformă pulsul electric în vibraţii mecanice de aceeaşi frecvenţă, prin intermediul unui cristal piezoelectric. Vibraţiile cristalului sunt preluate şi focalizate de către o tijă

din titan care radiază energia în faza lichidă în care este imersată. Sub acțiunea undelor ultrasonore introduse în mediul fluid are loc fenomenul de formare, urmat de colapsul unor microbule de vapori. Fenomenul, cunoscut sub denumirea de "cavitație", produce o puternică acțiune de forfecare şi torsiune în faza lichidă.

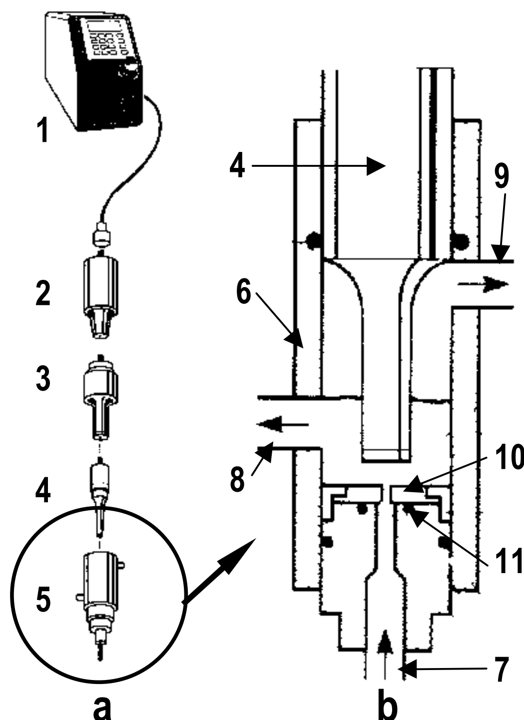


Fig. 4.77. Dispozitiv cu ultrasunete pentru prepararea emulsiilor:
a – schema de principiu; b – detaliu celulă continuă;
1 – generator 20 kHz; 2 – convertor; 3 – amplificator;
4 – duză din titan; celulă; 6 – corp; 7 – alimentare;
8 – evacuare; 9 – preaplin; 10 – placă cu orificii;
11 – etanşare.

Prelucrarea fluidului se poate realiza în şarje sau continuu, caz în care se utilizează o celulă prin care lichidul circulă ascendent (fig. 4.77). Câteva caracteristici tehnice ale unor astfel de dispozitive cu ultrasunete sunt redate în tab. 4.27.

Generatoarele utilizate generează puteri cu valori de 0,1kW/22,5 kHz; 0,475 kW/20 kHz; respectiv 0,5 kW/20 kHz.

Tab. 4.27. Caracteristici tehnice ale dispozitivelor de prelucrare continuă cu ultrasunete de tip Sonicator, prevăzute cu celulă continuă Flocell

Tipul celulei	Debitul prelucrat [l/h]	Presiunea statică [MPa]	Diametrul racordurilor [mm]
800A*	40	0,35	6
800B**	40	0,70	6
800C**	1200	0,70	19
800D**	2400	0,70	25

* - policarbonat translucid;
** - oțel inoxidabil SS 31600.

Întrucât în procesul de emulsionare un parametru esențial pentru stabilitatea emulsiei îl reprezintă diametrul particulelor fazei disperse, efectul de amestecare al diferitelor dispozitive poate fi comparat şi prin mărimea acestui parametru. Cu cât picăturile sunt de dimensiuni mai reduse, cu atât eficiența dispozitivului de emulsionare este mai mare.

În tab. 4.28 şi fig. 4.78 sunt comparate câteva tipuri de amestecătoare pentru emulsii funcție de mărimea particulelor fazei disperse. Se poate constata eficiența deosebită a amestecătoarelor în flux prevăzute cu ansamblu rotor – stator cu canale întrețesute (fig. 4.72 d), eficiență apropiată de a omogenizatoarelor de înaltă presiune, dar obținută în condițiile unor debite prelucrate de 10 ori mai mari (100 – 200 l/min față de 10 – 20 l/min) la acelaşi consum energetic.

Tab. 4.28. Mărimea picăturilor fazei disperse la ieşirea din diverse dispozitive de emulsionare

Tipul dispozitivului	Diametrul picăturilor [μm]
Amestecător în flux – o singură pereche rotor-stator	13 – 14
Amestecător în flux – perechi multiple rotor-stator	7 – 8
Amestecător în flux rotor – stator cu cavitație	4 – 6
Amestecător în flux cu rotor-stator cu canale întrețesute	0,1 – 1,0
Omogenizator de înaltă presiune	0,1 – 0,5

O analiză efectuată prin difractometrie laser evidențiază modul în care diferite omogenizatoare montate în flux prelucrează acelaşi produs inițial, un amestec în care faza dispersă conține particule de 10 – 100 μm (diametru mediu de 26,6 μm). Se remarcă din nou faptul că amestecătoarele cu canale întrețesute realizează o dispersare eficientă şi mai uniformă decât celelalte tipuri de amestecătoare (histograma are baza mai restrânsă, iar procentul de volum al particulelor având diametrul egal cu diametrul mediu al particulelor are valori de peste 15%).

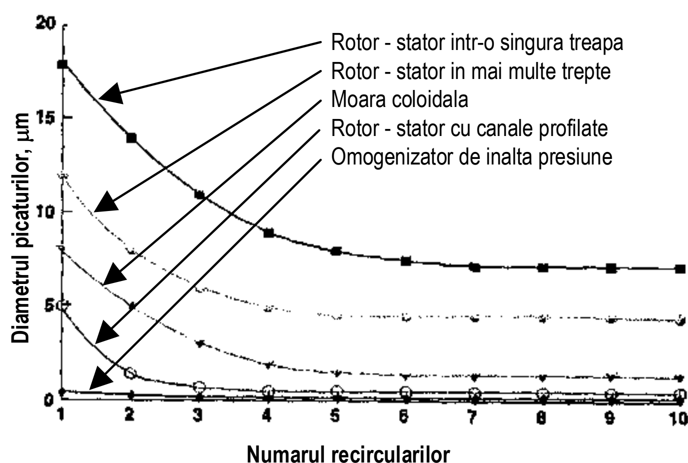


Fig. 4.78. Comparație între eficiența diferitelor echipamente de omogenizare

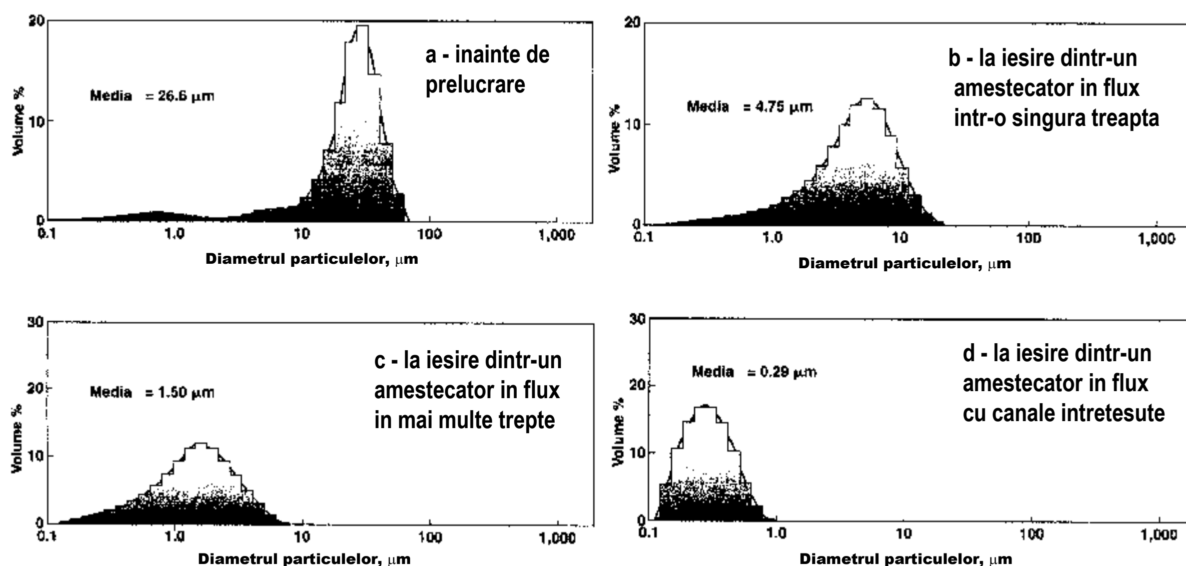


Fig. 4.79. Comparație între gradul de omogenizare realizat de diferite tipuri de agitatoare în flux

Pentru realizarea unor procese de emulsionare sau omogenizare în regim discontinuu se pot utiliza şi echipamente care conțin mai multe agitatoare, având construcții şi funcțiuni diferite.

Dispozitivul *Agi-Mixer* (*Chemineer Inc.*), prezentat în fig. 4.80 a este alcătuit dintr-un vas cilindric cu fund emisferic (1) prevăzut cu manta, având capacități de până la 4,5 m^3. Presiunea de lucru în manta este de 0,1 – 0,65 MPa, putând utiliza abur, apă caldă sau fluide speciale pentru transfer de căldură. Pe capacul rabatabil (5) este amplasat un agitator cadru cu palete (2) care urmăreşte conturul vasului, prevăzut cu racletele din teflon (3) care răzuiesc permanent interiorul recipientului, aducând materialul spre zona centrală şi împiedicând contactul prelungit al acestuia cu suprafața de transfer termic. Coaxial cu agitatorul cadru, la partea inferioară a acestuia, este montat un mixer omogenizator (4) de tip turbină cu stator, având turația mult mai mare. Ambele agitatoare

sunt acționate independent de către grupurile de acționare alcătuite din motoarele (6) şi reductoarele/transmisiile (7). Tot echipamentul este realizat în construcție sanitară, din oțel inoxidabil UNS SS 31600 lustruit, pentru a permite curățirea şi igienizarea facilă. Acest dispozitiv este utilizat cu precădere în industria produselor farmaceutice şi cosmetice, pentru prepararea cremelor, loțiunilor, alifiilor şi dispersiilor.

Turboemulsificatorul de la *Charles Ross & Son Co.* (fig. 4.80 b) are trei agitatoare diferite, toate coaxiale: un agitator ancoră (3) care urmăreşte lent conturul vasului, fiind prevăzut cu raclete din teflon (4), un agitator cu brațe (5) care se roteşte în sens contrar şi o turbină de omogenizare (6) de mare viteză de tip rotor în stator, având dinți profilați. Vasul (1) este prevăzut cu manta pentru încălzire-răcire şi cu un capac (2) pe care este montată acționarea agitatoarelor (7, 8). Datorită acțiunii complexe de amestecare în volum a agitatorului cu ancoră şi a celui cu brațe, combinată cu acțiunea de forfecare puternică provocată de turbina de omogenizare, acest echipament are aplicații frecvente în industria alimentară, cosmetică şi farmaceutică.

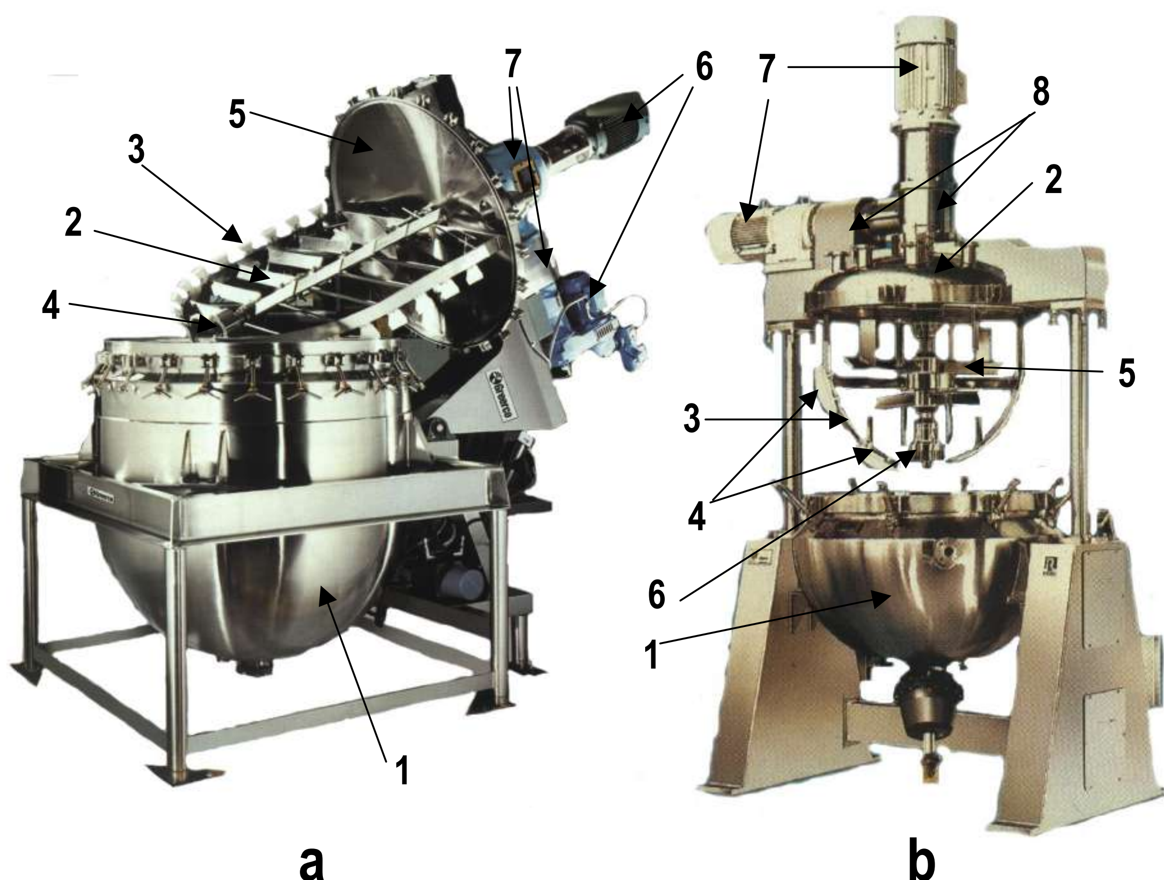


Fig. 4.80. Omogenizatoare cu agitatoare multiple:
*a – **AGI-MIXER**: 1- vas cu manta; 2 – agitator cadru cu palete; 3 – raclete din teflon; 4 – mixer omogenizator; 5 – capac rabatabil; 6 – motoare; 7 – reductoare şi transmisii.*
*a – **TURBOEMULSIFICATOR**: 1 vas cu manta; 2 – capac; 3 – agitator cu ancoră; 4 – raclete din teflon; 5 – agitator cu brațe; 6 – turbină de omogenizare; 7 – motoare; 8 – reductoare.*

Un alt echipament care conduce la picături de dimensiuni reduse, uniform distribuite, este *Maximixerul* produs de firma americană *Arde Barinco*, utilizat pentru obținerea şarjelor de produse dezareate, cum sunt sosurile şi maioneza. Acest echipament este alcătuit dintr-un vas prevăzut cu trei dispozitive de amestecare

diferite, necoaxiale, acționate independent: un agitator cu ancoră prevăzută cu racleți din teflon, operat la viteze reduse, un agitator cu patru palete drepte, înclinate la 45^0 şi un omogenizator de mare viteză, de tip turbină (rotor) în stator. Toate dispozitivele de amestecare pot fi acționate în ambele sensuri de rotație, la turații variabile. Ingredientele solide pulverulente se adaugă sub vacuum, direct în zona omogenizatorului. Acesta este operat inițial la viteză redusă, pentru a permite eliminarea aerului acumulat la baza vasului. Avantajul acestui echipament este multifuncționalitatea sa şi reversibilitatea rotației agitatoarelor, care previne aglomerările datorate formării de curenți preferențiali.

4.2.7.3. AMESTECAREA SISTEMELOR BIFAZICE LICHID – GAZ. FORMAREA DISPERSIILOR DE GAZE ÎN LICHIDE

Când solubilitatea gazului în faza lichidă este foarte redusă, sau când gazul este insolubil, rezultă un sistem eterogen gaz – lichid, care poate fi:

- un ansamblu de bule de gaz dispersate în faza lichidă continuă;
- un ansamblu de picături de lichid dispersate în faza gazoasă continuă (ceață, aerosoli lichizi);
- un ansamblu de bule de gaz separate între ele printr-o peliculă subțire de fază lichidă (spumă).

Stabilitatea acestor sisteme disperse este condiționată de un număr mare de factori, dintre care se pot enumera: proprietățile fizice ale gazului şi lichidului (densitate, viscozitate, tensiune superficială), mărimea particulelor fazei disperse (bule, respectiv picături), concentrația fazei disperse din amestecul gaz – lichid, prezența în sistem a unor agenți de spumare sau, dimpotrivă, a unor antispumanți, regimul hidrodinamic, etc.

Astfel de sisteme sunt frecvent întâlnite atât în industria alimentară, cât şi în tehnologiile bazate pe bioprocese, cunoaşterea modului de formare şi a comportării acestora fiind deosebit de utilă pentru conceperea, proiectarea, exploatarea şi optimizarea proceselor, utilajelor şi instalațiilor din ramurile industriale menționate.

4.2.7.3.1. Formarea şi proprietățile bulelor de gaz

Sub denumirea de **bule** sunt cunoscute particulele gazoase care străbat straturi de lichide sau de solide. Modul de formare a bulelor, dimensiunile lor, fenomenele de scindare sau coalescență sunt elemente hotărâtoare în transferul de impuls căldură şi masă între bulele de gaz şi celelalte faze implicate în proces. Apariția bulelor într-o fază lichidă se poate datora mai multor cauze, şi anume:

a - fierberea unuia dintre componenții fazei lichide;
b - detenta unui gaz în prealabil dizolvat în faza lichidă;
c - introducerii din exterior a gazului în faza lichidă;
d - scindării unor bule de dimensiuni mai mari, preexistente în faza lichidă.

Formarea spontană a bulelor este imposibilă; chiar la fierberea lichidelor monocomponente pure, bulele apar pe anumite centre (germeni) de nucleație: microbule preexistente în lichid, impurități solide conținând gaze adsorbite, imperfecțiuni ale suprafeței solide a recipientului, prin cavitație mecanică sau acustică.

În practica amestecării lichid – gaz, modalitatea uzuală de generare a bulelor în faza lichidă este aceea a introducerii gazului, printr-un dispozitiv cu orificii (amplasate orizontal sau vertical), în recipientul cu lichid.

Mecanismul formării bulelor la ieşirea gazului dintr-un orificiu imersat diferă în funcție de debitul gazului, formarea bulelor fiind condiționată de interacțiunea forțelor care se manifestă în sistem. La debite reduse de gaz, bulele se formează prin mecanism cvasistatic: bulele sunt de volum practic constant (care este funcție de diametrul d_0 al orificiului), iar frecvența de formare a lor este proporțională cu debitul de gaz. La debite medii şi mari de gaz, după trecerea printr-o zonă tranzitorie, bulele se formează prin mecanism dinamic: frecvența de formare a bulelor rămâne constantă, în timp ce volumul bulei creşte proporțional cu debitul de gaz. La debite

foarte mari de gaz, apar fenomene de coalescență şi de divizare (rupere) a bulelor de gaz, domeniu cunoscut ca domeniul de atomizare. Domeniile mecanismelor de formare a bulelor sunt redate în fig. 4.81.

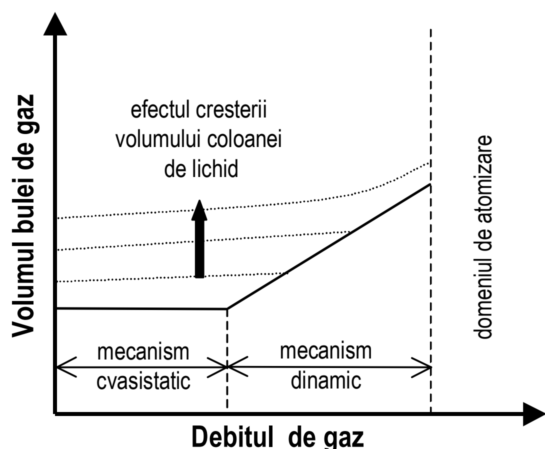


Fig. 4.81. Mecanisme de formare a bulelor

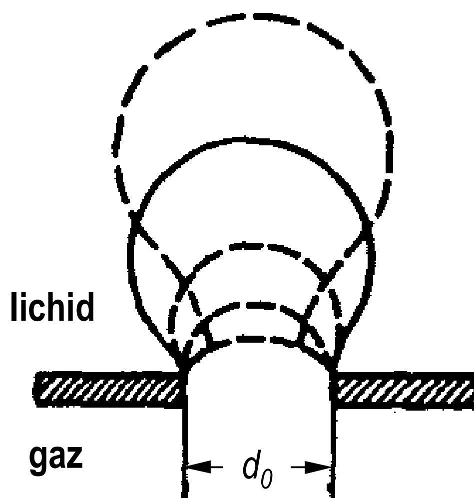


Fig. 4.82. Formarea unei bule de gaz

În timpul formării unei bule la capătul unui orificiu cu axa verticală imersat în lichid, bula de gaz are inițial forma unei calote sferice, iar apoi a unei sfere (fig. 4.82). Când forța ascensională egalează forța de tensiune superficială raportată la perimetrul orificiului, bula formează un gât cere se stranguleză continuu până la rupere: bula se desprinde şi urcă prin faza lichidă.

Diametrul bulelor de gaz se poate calcula din ecuația de echilibru a forțelor:

$$F_a = F_\sigma \tag{4.222}$$

Forța ascensională este dată de diferența dintre greutatea volumului de lichid dislocuit (forța arhimedică) şi greutatea bulei:

$$F_a = F_L - F_G = (m_L - m_G)\cdot g = \frac{\pi \cdot d^3}{6}\cdot(\rho_L - \rho_G)\cdot g \tag{4.223}$$

iar forța de tensiune superficială este dată de produsul dintre tensiunea superficială, perimetrul orificiului şi cosinusul unghiului de contact la interfața solid – lichid – gaz (dacă orificiul este complet udat de lichid, $\theta = 0$ şi $\cos\theta = 1$):

$$F_\sigma = \pi \cdot d_0 \cdot \sigma_L \cdot \cos\theta \tag{4.224}$$

Înlocuind (4.224) şi (4.223) în (4.222) şi explicitând în funcție de diametrul bulei, se obține:

$$d = \sqrt[3]{\frac{6d_0 \cdot \sigma_L}{(\rho_L - \rho_G)\cdot g}} \tag{4.225}$$

Ecuația (4.225) permite calculul diametrului bulelor de gaz cu o eroare de maximum 20%, explicabilă prin aceea că volumul bulei prezintă mici variații cu debitul de gaz şi prin influența variațiilor presiunii determinate de circulația bulei de gaz în camera de deasupra orificiului de formare a bulei.

Pentru a corela diametrul mediu al bulelor de gaz, $\overline{d}$, cu volumul camerei prin care se deplasează bulele, V_c, *Hughes* introduce criteriul de capacitate, N_c, care raportează acustica incintei la volumul acesteia:

$$N_c = \frac{4(\rho_L - \rho_G)\cdot V_c \cdot g}{\pi \cdot d_0^2 \cdot \rho_G \cdot c^2} \cong \frac{4\rho_G \cdot V_c \cdot g}{\pi \cdot d_0^2 \cdot P \cdot \chi} \tag{4.226}$$

în care c este viteza sunetului în gaz, P este presiunea totală la orificiu, χ este raportul capacităților termice ale celor două faze; Efectul creşterii valorii N_c este indicat prin curbele punctate din fig. 4.81.

În funcție de valorile N_c se disting următoarele cazuri:

- $N_c < 0,7$: cameră de volum mic, volumul bulei (V_b) este independent de V_c, iar diametrul bulelor se calculează în domeniul cvasistatic (în care d = constant) cu ecuația (4.225), iar în domeniul dinamic (în care frecvența de formare a bulelor este constantă) cu relația:

$$\overline{d} = \sqrt[3]{\frac{\left(6 + 2,5 \cdot \mathrm{We} \cdot \mathrm{Fr}^{1/2}\right) \cdot d_0 \cdot \sigma_L}{g \cdot \rho_L}} \tag{4.227}$$

în care $\overline{d}$ este diametrul mediu al bulelor, iar criteriile We şi Fr se calculează cu ecuațiile:

$$\mathrm{We} = \frac{d_0 \cdot v^2 \cdot \rho_L}{\sigma_L} \quad ; \quad \mathrm{Fr} = \frac{g \cdot d_0}{v^2} \tag{4.228}$$

în care v este viteza gazului prin orificiu. Cu ecuația (4.227) se obțin rezultate bune în domeniul $\mathrm{We.Fr}^{1/2} < 18$ la valori subunitare ale produsului $N_c.\chi$.

- în domeniul $1 < N_c.\chi < 9$: cameră de volum intermediar, volumul camerei are un efect sensibil asupra volumului bulelor de gaz; diametrul mediu al bulelor se calculează cu relația:

$$\overline{d} = \sqrt[3]{\frac{6N_c \cdot \chi \cdot d_0 \cdot \sigma_L}{g \cdot \rho_L}} \tag{4.229}$$

valabilă pentru domeniul $\mathrm{We.Fr}^{1/2} < 2,4$ la valori N_c cuprinse între 1,4 şi 1.

- în domeniul $N_c.\chi > 9$: cameră de volum mare, diametrul bulelor de gaz este practic dublu față de cel calculat din ecuația (4.225). Diametrul mediu se calculează cu relația:

$$\overline{d} = \sqrt[3]{\frac{55 d_0 \cdot \sigma_L}{g \cdot \rho_L}} \tag{4.230}$$

valabilă în domeniul $\mathrm{We.Fr}^{1/2} < 18$.

Comportarea hidrodinamică a unei bule de gaz este variabilă şi complexă, pe de o parte datorită deformabilității bulei, iar pe de altă parte datorită forțelor care acționează asupra ei. Regimul de curgere este caracterizat prin criteriile adimensionale *Reynols* (Re), *Weber* (We), *Eötvös* (Eö) şi M (care exprimă influența fazei continue):

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_L \cdot v_0 \cdot d}{\mu_L} \;;\; \mathrm{We} = \frac{\rho_L \cdot v_0^2 \cdot d}{\sigma_L} \;;\; \mathrm{E\ddot{o}} = \frac{\left(\rho_L - \rho_G\right) \cdot d^2 \cdot g}{\sigma_L} \;;\; \mathrm{M} = \frac{\mathrm{We}^3}{\mathrm{Re}^4} \cdot \zeta = \frac{\mu_L^4 \cdot g}{\sigma_L^3 \cdot \rho_L} \tag{4.231}$$

În ecuațiile (4.231), pe lângă notațiile cunoscute (indicii L şi G referindu-se respectiv la faza gazoasă şi la cea lichidă), intervine v_0, viteza terminală a unei bule de gaz (viteza "de sedimentare") şi coeficientul de rezistență ζ:

$$\zeta = \frac{F_f}{0,5 \rho_L \cdot v_0^2 \cdot A} \tag{4.232}$$

în care F_f este forța de frecare, iar A este aria secțiunii bulei perpendiculară pe direcția de mişcare.

Traiectoria bulei de gaz este în funcție de forma acesteia. În funcție de valoarea crescătoare a criteriului Re se disting:

- bule de tip sferic, având $d < 0,02$ m, cu interfața G-L mobilă, traiectorie rectilinie a mişcării;
- bule de tip sferoid aplatizat, având $d > 0,02$ m, cu interfața G-L instabilă, cu variație periodică a raportului între axele elipsoidului, traiectorie în zigzag sau elicoidală;
- bule de tip calotă sferică, având $d > 0,02$ m, traiectorie neuniformă rectilinie;
- bule de tip piston de gaz, având $d \cong D$ (D – diametrul recipientului), mişcare rectilinie.

Viteza terminală ascensională (viteza "de sedimentare") a unei bule de gaz se obține din condiția echilibrului forțelor care acționează asupra bulei. În câmp gravitațional (fig. 4.83) ecuația de echilibru se scrie:

$$F_a = F_f + G \tag{4.233}$$

Ecuația (4.233) se mai poate scrie:

$$F_a - G = F_f \tag{4.234}$$

sau, explicit:

$$V_b \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g = \zeta \cdot \frac{v_0^2}{2} \cdot \rho_L \cdot A \tag{4.235}$$

Dacă bula este sferică, proiecția sa pe planul normal la direcția de deplasare este un cerc de diametru egal cu diametrul bulei, astfel încât relația (4.235) se poate scrie:

$$\frac{\pi d^3}{6} \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g = \zeta \cdot \frac{v_0^2}{2} \cdot \rho_L \cdot \frac{\pi d^2}{4} \tag{4.236}$$

de unde, după simplificările de rigoare, se poate explicita viteza terminală a bulei:

$$v_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{d}{\zeta} \cdot \frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_L} \cdot g} \tag{4.237}$$

Deoarece $\rho_G << \rho_L$, ρ_G se poate neglija față de ρ_L, astfel încât viteza terminală se pate calcula cu relația simplificată:

$$v_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{d}{\zeta} \cdot g} \tag{4.238}$$

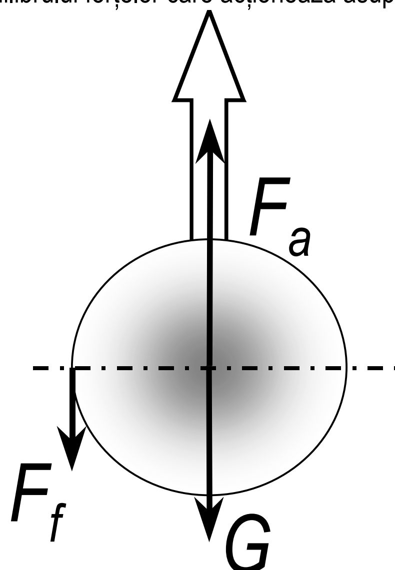


Fig. 4.83. Forțe care acționează asupra unei bule sferice de gaz care se deplasează printr-un lichid în câmp de forțe gravitațional

Pentru bule având altă formă decât cea sferică, produsul ζA se înlocuieşte cu $\zeta^* A^*$, ecuația (4.238) devenind:

$$v_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{d}{\zeta^*} \cdot g} \tag{4.239}$$

în care coeficientul de rezistență modificat, ζ^* este funcție de regimul hidrodinamic (Re) şi de forma bulei de gaz (fig. 4.84).

În funcție de valoarea criteriilor Re şi M, se obțin expresiile de calcul pentru viteza bulelor de gaz în cele 4 domenii reprezentate în fig. 4.84:

- domeniul **1**; Re < 2:

$$\zeta^* = \frac{24}{Re}$$
$$v_0 = \frac{1}{18} \cdot d^2 \cdot \frac{\rho_L}{\mu_L} \cdot g \tag{4.240}$$

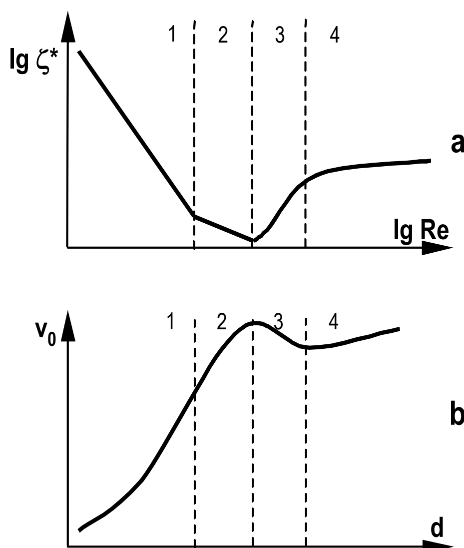


Fig. 4.84. Dependența coeficientului de rezistență ζ de Re (a) şi de viteza terminală a bulelor (b) la deplasarea bulei de gaz prin faza lichidă

- domeniul **2**; 2 < Re < 4,02M^{0,214}:

$$\zeta^* = \frac{18,6}{\mathrm{Re}^{0,68}}$$
$$v_0 = 0,33 g^{0,76} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\mu_L}\right)^{0,53} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^{1,28} \quad (4.241)$$

- domeniul **3**: 4,02M^{0,214} < Re < 3,1M^{0,25}:

$$\zeta^* = 0,0275 \frac{\mathrm{Re}^{\$}}{\mathrm{M}}$$
$$v_0 = 1,91 \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L \cdot d}\right)^{0,5} \quad (4.242)$$

- domeniul **4**: Re > 3,1M^{0,25}:

$$\zeta^* = 0,82 \frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{M}^{0,25}}$$
$$v_0 = 1,18 \left(\frac{\sigma_L \cdot g}{\rho_L}\right)^{0,25} \quad (4.243)$$

Cu creşterea valorii criteriului Re, influența diametrului bulelor asupra vitezei acestora scade (de la d^2 în domeniul **1** la $d^{-0,5}$ în domeniul **3**), în timp ce în domeniul **4** viteza bulelor este influențată numai de proprietățile lichidului.

În literatură sunt prezentate şi alte relații de calcul, simplificate, pentru calculul vitezei bulelor de gaz.

La deplasarea bulelor singulare prin fluide nenewtoniene, coeficientul de rezistență ζ poate fi calculat cu o precizie satisfăcătoare folosind relația:

$$\zeta = \frac{28,6}{\mathrm{Re}} \quad (4.244)$$

valabilă în domeniul curgerii laminare (Re < 1).

Când o bulă interferă cu bulele vecine se formează un grup sau **ansamblu de bule**, a cărui mişcare are alte caracteristici decât ale unei bule singulare. Formarea şi mişcarea ansamblului de bule poate fi asimilată cu cea a bulelor individuale doar în cazul debitelor mici de gaz şi a orificiilor distanțate. Bulele generate în zona de barbotare au viteze ascensionale diferite, corespunzătoare diametrelor lor diferite. Bulele mari, având viteză mai mare, antrenează sau dislocuiesc bulele mici. Deformarea bulelor are efect atât asupra dinamicii fluidului, cât şi asupra coalescenței şi scindării. Descrierea matematică a comportării ansamblului de bule este îngreunată de definirea modului de dispunere a bulelor, considerate a fi sfere rigide.

BIBLIOGRAFIE

1. Aiba, S., Humphrey, A.E., Millis, N.F., **Biochemical Engineering**, Academic Press, New York – London, 1973;
2. Alexandru, R., **Amestecarea**, în: Banu, C. (coord.), **Manualul inginerului de industrie alimentară**, vol. **I**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1998;
3. Alther, G.R., *Chem. Eng.*, **105**, nr. 3, 1998, p.82;
4. Anastasiu, S., Jelescu, E., **Detergenți şi alți agenți de suprafață**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1968;
5. Bakker, A., Smith, J.M., Myers, K.J., *Chem. Eng.*, **101**, nr. 12, 1994, p. 98;
6. Becher, P., **Emulsions: Theory and Practice**, 2nd ed., Reinhold Publishing Co., New York, 1965;
7. Bourne, J.R., Zabelka, M., *Chem. Eng. Sci.*, **35**, 1980, p. 533;
8. Bratu, E.A., **Operații unitare în ingineria chimică**, vol. **II**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1984;
9. Buckland, B.C., Gbewonyo, K., Di Masi, D., Hunt, G., Westerfield, G., Nienow, A.W., *Biotechnol. Bioeng.*, **31**, 1988, p. 737;
10. Büche, W., *Verreinhütte Deutsche Ingenieure – Zeitschrift*, **81**, 1937, p. 1065;
11. Carranza, R., *Chemical Processing on the Web*, Putman Media, ian. 2000;
12. Cârloganu, C., **Introducere în ingineria reactoarelor chimice**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1980;
13. Chapman, F.S., Dallenbach, H., Holland, F.A., *Trans. Inst. Chem. Eng.*, **42**, 1964, p. T398;
14. Chudacek, M.W., 4th European Conference on Mixing, Noordwijkerhout, The Netherlands, 1982;
15. Chudacek, M.W., *Chem. Eng.*, **91**, 1 oct., 1984, p. 79;
16. Cohen, D., *Chem. Eng.*, **105**, nr. 8, 1998, p. 76;
17. Coulson, J.M., Richardson, J.F., **Chemical Engineering**, 4th ed., vol. **1**, **2**, Pergamon Press, Oxford – New York – Seoul – Tokio, 1990;
18. Davies, J.T., *Proc. 2nd Intern. Congr. Surface Active*, vol. **I**, London, 1957, p. 426;
19. Dietsche, W., *Chem. Eng.*, **105**, nr. 8, 1998, p. 70;
20. Ditl, P., 5th European Conference on Mixing, Cranfield, UK, 1985, p. 179;
21. Doran, M.P., **Bioprocess Engineering Principles**, Academic Press, London, 1995;
22. Eilers, H., *Kolloid-Z.*, **97**, 1941, p. 313;
23. Einstein, A., *Ann. Phys.*, **19**, 1906, p. 289;
24. Gavrilă, L., **Fenomene de transfer**, vol. **I**, Ed. Alma Mater, Bacău, 2000;
25. Gavrilă, L., Zichil, V., **Bazele ingineriei în industria alimentară şi biotehnologii - Fenomene de transfer**, Ed. Tehnica-Info, Chişinău, 2000;
26. Genck, W.J., *Chemical Processing on the Web*, Putman Media, mai, 2000;
27. Gladki, H., *Chem. Eng.*, **104**, nr. 10, 1997, p. 213;
28. Griffin, W.C., *J. Encycl. Chem. Technol.*, **5**, 1950, p. 692;
29. Hamill, N., Smith, G., *Chemical Processing on the Web*, Putman Media, mai 2000;
30. Herringe, R.A., 3rd European Conference on Mixing, University of York, UK, 1979;
31. Holland, F.A., Chapman, F.S., **Liquid mixing and Processing in Stirred Tanks**, Reinhold Publishing, New York, 1966;
32. Hughes, R.R., Handlos, A.E., Evans, H.D., Maycock, R.L., *Chem. Eng. Progr.*, **51**, 1955, p. 557;
33. Jinescu, G., **Procese hidrodinamice şi utilaje specifice în industria chimică**, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983;
34. Jinescu, V.V., *Int. Chem. Eng.*, **14**, 1974, p. 397;
35. Jinescu, V.V., **Utilaj tehnologic pentru industrii de proces**, vol. **4**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1989;
36. Jinescu, V.V., Tacă, C.D., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **44**, 1993, p. 563;
37. Jinescu, V.V., Teodorescu, N., Sporea, N., *Rev. Chim.(Bucureşti)*, **51**, 2000, p. 225;
38. Judat, K., Kalkert, N., Hemmerle, W., *Chemie-Ing. Technik*, **57**, 1985, p. 813;
39. Kemmer, F. N. (ed.), **The NALCO Water Handbook**, McGraw-Hill, New York, 1988;

40. Kipke, K., *Chemie-Ing. Technik*, **54**, 1982, p. 416;
41. Levenspiel, O., **Chemical Reaction Engineering**, John Wiley, New York, 1972;
42. Magnusson, K., *Dtsch. Farber-Z.*, **2**, 1953, p. 39;
43. Mancini, L., *Food Eng.*, **68**, nr. 3, 1996, p. 79;
44. Mancini, L., *Food Eng.*, **68**, nr. 11, 1996, p. 79;
45. Mancini, L., *Food Eng.*, **70**, nr. 2, 1998, p. 57;
46. Medek, J., Fort, I., *Coll. Czech. Chem. Commun.*, **44**, 1979, p. 3077;
47. Medek, J., Fort, I., International Congress CHISA, Praga, 1993;
48. Mersmann, A.B., Laufhütte, H.D., Voit, H., World Congress III Chem. Eng., vol. 3, Tokyo, 1986, p. 394;
49. Metzner, A.B., Feehs, R.H., Lopez Ramos, H., Otto, R.E., Tuthill, J.D., *A.I.Ch.E.J.*, **7**, 1961, p. 3;
50. Metzner, A.B., Otto, R.E., *A.I.Ch.E.J.*, **3**, 1957, p. 3;
51. Metzner, A.B., Taylor, J.S., *A.I.Ch.E.J.*, **6**, 1960, p. 109;
52. Mihail, R., Muntean, O., **Reactoare chimice**, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983;
53. Molerus, O., Latzel, W., *Chem. Eng. Sci.*, **42**, 1987, p. 1423, p. 1431;
54. Muntean, O., Jinescu, C.V., Tacă, C.D., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **46**, 1995, p. 1014;
55. Musil, L., Vlk, J., *Chem. Eng. Sci.*, **33**, 1978, p. 1125;
56. Nagata, S., **Mixing Principles and Applications**, John Wiley, New York, 1975;
57. Nienow, A.W., et. al., 8th European Conference on Mixing, Cambridge, UK, 1994;
58. Norwood, K.W., Metzner, A.B., *A.I.Ch.E.J.*, **6**, 1960, p. 432;
59. Oldshue, J.Y., *Chem. Eng. Progress*, **85**, 1989, p. 33;
60. Oldshue, J.Y., Herbst, N.R., **A Guide to Fluid Mixing**, Mixing Equipment Company, Rochester, New York, 1990;
61. Oliver, D.R., Nienow, A.W., Mitson, R.J., Terry, K., *Chem. Eng. Res. Des.*, **62**, 1984, p. 123;
62. Ognean, T., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **46**, 1995, p. 283;
63. Pavlov, K.F., Romankov, P.G., Noskov, A.A., **Procese şi aparate în ingineria chimică**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981;
64. Prud'homme, R.K., Shaqfeh, E., *A.I.Ch.E.J.*, **30**, 1984, p. 485;
65. Răşenescu, I., **Operații şi utilaje în industria alimentară**, vol. **1**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1971;
66. Rautzen, R.R., Corpstein, R.R., Dickey, D.S., *Chem. Eng.*, **83**, 25 oct., 1976, p. 119;
67. Rieger, F., Ditl, P., *Chem. Eng. Sci.*, **49**, 1994, p. 2219;
68. Ries, H.B., *Chem. Technik*, nr. 7, 1974, p. 2;
69. Roman, R.V., Gavrilescu, M., **Fenomene de transfer în bioprocese**, Ed. Dosoftei, Iaşi, 1997;
70. Roman, R.V., Gavrilescu, M., Tudose, R.Z., Cojocaru, M., Căpraru, V., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **49**, 1998, p. 144;
71. Roman, R.V., Tudose, R.Z., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **46**, 1995, p. 547;
72. Roman, R.V., Tudose, R.Z., Gavrilescu, M., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **50**, 1999, p. 366, p. 491;
73. Rose, L.M., **Chemical Reactor Design in Practice**, Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam – Oxford – New York, 1981;
74. Rushton, J.K., Costich, E.W., Everett, H.J., *Chem. Eng. Progr.*, **46**, 1950, p. 396, p. 467;
75. Segal, B., Segal, R., **Tehnologia produselor alimentare de protecție**, Ed. Ceres, Bucureşti, 1991;
76. Siminiceanu, I., **Bazele tehnologiei chimice anorganice**, Institutul Politehnic "Gh. Asachi", Iaşi, 1987;
77. Skelland, A.H.P., **Mixing and agitation of non-Newtonian fluids**, in: Cheremisinoff, N.P., Gupta, R. (eds.), **Handbook of Fluids in Motion**, Ann Arbor Science, Ann Arbor, 1983;
78. Skelland, A.H.P., **Non – Newtonian Flow and Heat Transfer**, John Wiley, New York, 1967;
79. Smith, Al., Davis, S.S., Smith, A., **Theory and Practice of Emulsions Technology**, Academic Press, London - New York, 1976;
80. Soare, S., **Procese hidrodinamice**, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1979;
81. Sterbacek, Z., Tausk, P., **Amestecarea în industria chimică**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1969;

82. Tacă, C.D., **Optimizarea funcțională şi constructivă a dispozitivelor de amestecare** (Teză de doctorat), Universitatea Politehnica, Bucureşti, 1996;
83. Tacă, C.D., **Realizarea suspensiilor în recipiente cu dispozitive de amestecare**, Ed. UPB, Bucureşti, 1996;
84. Tacă, C.D., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **48**, 1997, p. 53, p. 352, p. 448;
85. Tacă, C.D., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **50**, 1999, p. 608, p. 969;
86. Tacă, C.D., Jinescu, C.V., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **44**, 1993, p. 363;
87. Tacă, C.D., Jinescu, C.V., Muntean, O., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **45**, 1994, p. 720;
88. Tacă, C.D., Păunescu, M., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **50**, 1999, p. 48, p. 290, p. 446, p. 389;
89. Tatterson, G., *Chemical Processing on the Web*, Putman Media, oct. 1999;
90. Teodorescu, N., *Rev. Chim.(Bucureşti)*, **51**, 2000, p. 143;
91. Tudose, R.Z., Vasiliu, M., Cristian, Gh., Ibănescu, I., Stancu, A., Lungu, M., **Procese, operații, utilaje în industria chimică**, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1977;
92. Tudose, R.Z., Volintiru, T., Asandei, N., Lungu, M., Merică, E., Ivan, G., **Reologia compuşilor macromoleculari**, vol. **I – III**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1982, 1984, 1987;
93. Van den Bergh, W., *Chem. Eng.*, **101**, nr. 12, 1994, p. 70;
94. Von Essen, J., *Chem. Eng.*, **105**, nr. 8, 1998, p. 80;
95. Von Essen, J., *Chemical Processing on the Web*, Putman Media, feb. 1999;
96. Weinspach, P.M., *Chemie-Ing. Technik*, **41**, 1969, p. 260;
97. Zlokarnik, M., Judat, H., **Stirring**, in: Gerhartz, W. (ed.), **Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry**, vol. **B2**, VCH, Weinheim, 1988, p. 25-1;
98. Zwietering, T.N., *Chem. Eng. Sci.*, **8**, 1958, p. 244;
99. *** **BETZ Handbook of Industrial Water Conditioning**, Betz Laboratories Inc., Trevose PA, USA, 1980;
100. *** US Patent # 5,407,721;
101. *** US Patent # 5,632,596;